



**JOSÉ JOÃO PRATA MICROTURBINAS EM REDES DE ABASTECIMENTO
OLIVEIRA DA ÁGUA
LARANJEIRA DA SILVA**



**JOSÉ JOÃO PRATA
OLIVEIRA
LARANJEIRA DA SILVA**

**MICROTURBINAS EM REDES DE ABASTECIMENTO
DA ÁGUA**

Dissertação apresentada à Universidade de Aveiro para cumprimento dos requisitos necessários à obtenção do grau de Mestre em Sistemas Energéticos Sustentáveis, realizada sob a orientação científica do Doutor António Gil D'orey De Andrade Campos, Professor Auxiliar Convidado do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de Aveiro.

Dedico este trabalho à minha família, especialmente, à minha mãe por todo o apoio, esforço, empenho e sobretudo por todo o amor que nos une.

o júri

presidente

Prof. Doutor Joaquim José Borges Gouveia
professor catedrático da Universidade de Aveiro

Engenheiro João Pedro Alves Pereira
Spheraa, Produção de Energia

Prof. Doutor António Gil D'orey De Andrade Campos
professor auxiliar Convidado da Universidade de Aveiro

agradecimentos

Agradeço à minha querida Mãe que tanto batalhou para dar um rumo à minha vida, e por todos os valores que me passou. Agradeço à minha Avó Alice pelos carinhos que recordo com muita alegria. Agradeço ao meu Pai, ao meu Avô, e à minha Irmã, que é a minha riqueza. Agradeço à minha Avó Cida, e ao resto da família. Agradeço aos meus grandes amigos, Renato, o eterno companheiro, Pedro, o amigo desde sempre, Gripino, o maior, David, Tó-Zé, e Dani. Agradeço aos camaradas de Viseu, Lamas, Sebastián, Danizito, Marcelo, Roberto, Dário, Froids, Ceidão, André, Tarzan, Alvorada, Emanuel e todos os outros parceiros. Agradeço à Goreti por tudo o que representou e representa. Agradeço à Patrícia por todos os momentos espectaculares à hora de almoço. Agradeço a todos os meus Professores, desde a primária, por todo o conhecimento que me transmitiram. Agradeço a Manuel Maria Magalhães, Professor de Filosofia do 11º ano, como uma personalidade de referência. Agradeço ao Professor Doutor António Gil D'orey De Andrade Campos, por toda a simpatia e dedicação que mostrou ao longo da orientação desta dissertação, e que sem ele tudo seria mais complicado. Agradeço a Deus, pela sorte, saúde e alegria. Agradeço ao Professor Doutor Rui Castro, do Instituto Superior Técnico pela disponibilidade e amabilidade aquando o contactei.

palavras-chave

Sistemas de Abastecimento de Água, válvulas redutoras de pressão, microturbinas hidráulicas, produção de energia eléctrica.

resumo

Especialmente na Europa, as temáticas das energias renováveis e da eficiência energética representam cada vez mais um papel fundamental no âmbito do desenvolvimento sustentável. De forma a atingir sustentabilidade energética, a procura da máxima eficiência deverá ser aplicada em todo o tipo de sistemas de energia.

Em sistemas de abastecimento de água, o uso de válvulas redutoras de pressão (consideradas estruturas dissipadoras) visa a uniformização e controlo de pressões, promovendo uma perda de carga localizada. As válvulas redutoras de pressão (VRP), que dissipam a energia hidráulica presente através da redução dos valores de pressão a jusante, são fundamentais no controlo e redução de pressão. Porém, o seu uso reflecte-se em energia dissipada e perdida.

A utilização de microturbinas é uma alternativa sustentável para o controle de pressão e, simultaneamente, para a produção de energia eléctrica. Trata-se de um método de mitigação para controlar as perdas referidas convergindo no âmbito da eficiência energética.

Na perspectiva de promover um aproveitamento de energia nas redes de abastecimento de água, o presente trabalho sugere a substituição das válvulas redutoras de pressão (VRP) por microturbinas, nomeadamente do tipo Kaplan. Desse modo, apresenta-se um método automático de selecção e projecto de microturbinas para sistemas de abastecimento de água. Este método, válido para projectos em cidades presentes e novas, recorre a uma estimativa dos caudais de água ao longo do dia, semana, mês e ano. A metodologia desenvolvida permite projectar turbinas do tipo Kaplan e Crossflow e apresenta a produção energética anual, investimento necessário, tempo de retorno e a rentabilização ao final de um período de 25 anos.

Apresentam-se alguns casos de estudo que validam a ferramenta desenvolvida. No caso de estudo para uma altura de queda útil de 30 metros e caudal de dimensionamento de $0.146 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$, o resultado da instalação de uma microtubina Kaplan de 38 kW ao final de 25 anos é de 372 mil euros de receitas associadas à produção energética anual de 216 MWh e onde o tempo de retorno do investimento é de 5 anos.

A metodologia desenvolvida é comparada com um caso de estudo real. Para as mesmas condições de caudal dimensionado, $0.200 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$, e altura de queda útil 55 metros, a turbina Kaplan projectada apresenta 590 MWh anuais de energia produzida contra os 530 MWh da turbina Crossflow instalada.

keywords

Water supply systems, pressure reducing valves, hydraulic microturbines, electric generation.

abstract

Especially in Europe, renewable energy and energy efficiency represent an important role in sustainable development. In order to obtain energy sustainability, energy efficiency should be maximized and applied to all types of power systems.

In water supply systems, the use of pressure reducing valves (considered as dissipative structures) standardize and control pressures, promoting localized head losses. Pressure reducing valves (PRV) dissipate the hydraulic energy by reducing the present values of downstream pressure. However, the use of pressure reducing valves reflects in dissipated energy and losses. The use of microturbines is a sustainable alternative to control the pressure and, simultaneously, to produce electricity. This mitigation method can control the losses referred and converge within energy efficiency. In order to promote the recovery of energy in water supply networks, this work suggests replacing the pressure reducing valves (VRP) by microturbines, namely the Kaplan turbines. Thus, it presents an automatic selection method and design of microturbine systems for water supply. This method, valid for projects in existing and new cities, uses the estimated flow of water throughout the day, week, month and year. The methodology developed allows design and Kaplan and Crossflow turbines. It presents the annual energy production, investment needed, payback time and profitability at the end of a period of 25 years.

Case studies are presented that validate the developed tool. In the case study for a height drop of 30 meters and flow of $0.146 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$, the result of installing Kaplan microturbine with 38 kW is 372 000 euros associated with annual energy production of 216 MWh in the end of 25 years. The payback period of investment is 5 years. The methodology is compared to a real case study. For the same flow conditions, $0.200 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$, and height drop of 55 meters, the Kaplan turbine projected produces 590 MWh of annually energy in comparison with the 530 MWh produced by the installed Crossflow turbine.

Índice

| | |
|---|-----------|
| 1. Introdução | 1 |
| 1.1 Enquadramento | 1 |
| 1.2 Objectivos | 2 |
| 1.3 Guia de Leitura..... | 3 |
| 1.4 Contribuição da Tese | 3 |
| 2. Elementos de Base | 4 |
| 2.1 Abastecimento de água e determinação de caudal | 4 |
| 2.3. Capacidade de Regularização dos Consumos..... | 11 |
| 2.4. Redes de Distribuição de Água | 11 |
| 3. Descrição da Tecnologia..... | 15 |
| 3.1. Válvulas Redutoras de Pressão | 15 |
| 3.2. Máquinas Hidráulicas | 16 |
| 3.2.1. Análise Dimensional de Turbinas | 17 |
| 3.2.2. Principais tipos de turbinas – acção e reacção | 18 |
| 3.2.2.1. Turbinas de Reacção..... | 18 |
| 3.2.2.2. Turbinas de Acção | 22 |
| 3.2.3. Rendimentos de vários tipos de turbinas | 25 |
| 3.2.4. Elementos de Regulação de turbinas | 29 |
| 3.2.5. Cavitação | 29 |
| 3.2.6. Microturbinas e bombas como turbinas | 31 |
| 3.2.7. Descrição do Funcionamento das Turbinas Kaplan: Análise 1 | 34 |
| 3.2.8. Descrição do Funcionamento das Turbinas Kaplan: Análise 2..... | 35 |
| 3.2.9. Descrição do Funcionamento das Turbinas Kaplan: Análise 3..... | 41 |
| 3.2.10. Descrição do funcionamento das Turbinas CrossFlow..... | 43 |
| 3.2.11. Produção de Energia Eléctrica | 44 |
| 4. Descrição da Ferramenta Numérica..... | 45 |
| 4.1 Descrição Geral | 45 |
| 4.2 Características do aglomerado - variáveis de entrada..... | 47 |

| | | |
|-------|---|----|
| 4.3. | Cálculo dos Dias Típicos..... | 47 |
| 4.4. | Hipóteses em estudo..... | 48 |
| 4.5. | Rendimento da Turbina projectada | 49 |
| 4.6. | Parâmetros geométricos da Turbina <i>Kaplan</i> | 49 |
| 4.7. | Energia Produzida..... | 50 |
| 5. | Caso de Estudo Académico | 51 |
| 5.1 | Descrição do caso de estudo..... | 51 |
| 5.2 | Resultados | 54 |
| 5.3 | Infra-estruturas necessárias | 58 |
| 6. | Caso de Estudo Real – Projecto TERESA | 59 |
| 6.1 | Descrição do caso real | 59 |
| 6.2 | Resultados obtidos na ferramenta numérica e comparação..... | 62 |
| 6.2.1 | Solução Turbina Kaplan e Cross-Flow | 62 |
| 7. | Conclusão | 65 |
| 7.1 | Conclusões Gerais..... | 65 |
| 7.2 | Trabalhos Futuros..... | 66 |
| 7.3 | Discussão sobre a Tecnologia em Portugal | 67 |
| | Bibliografia | 68 |

Índice de Figuras

| | |
|--|----|
| Figura 1- Energia primária total consumida a nível mundial entre 1971 e 2007 ^[14] | 1 |
| Figura 2- Factores horários dos consumos de água ao longo de um dia. | 11 |
| Figura 3- Diferentes tipos de válvulas redutoras de pressão: a) VRP controlada por mola, b) VRP controlada por pistão e c) VRP controlada por diafragma ^[8] | 16 |
| Figura 4- Modo genérico de funcionamento de uma VRP convencional ^[8] | 16 |
| Figura 5- Representação esquemática de uma turbina. | 17 |
| Figura 6- Órgãos de uma turbina de reacção (tipo <i>Francis</i>)..... | 19 |
| Figura 7- Curva da eficiência de uma turbina <i>Pelton</i> , <i>Kaplan</i> e <i>Francis</i> para várias gamas de caudal, em relação ao caudal nominal ^[15] | 20 |
| Figura 8- Turbina Kaplan ^[15] | 20 |
| Figura 9- Turbina Francis ^[15] | 21 |
| Figura 10- Curva de eficiência de uma turbina Francis ao longo de uma gama de caudais, relativamente, ao caudal nominal, para diferentes velocidades específica ^[15] | 21 |
| Figura 11- Turbina Pelton ^[4] | 23 |
| Figura 12- Representação do funcionamento de uma Turbina Turgo ^[22] | 23 |
| Figura 13- Curva da eficiência de uma turbina <i>cross-flow</i> para várias gamas de caudal, em relação ao caudal nominal ^[18] | 24 |
| Figura 14- Esquema global de uma turbina <i>cross-flow</i> (a) e princípio de funcionamento (b) ^[15] | 24 |
| Figura 15- (a) curvas de rendimento de alguns tipos de turbinas em função do caudal para rotação constante: hélice-1, Francis Rápida-2, Francis Lenta-3, Kaplan-4, Pelton-5; (b) curvas de rendimento ($t/t_{\text{máx}}$) em função da queda (H/H_0) ^[19] | 26 |
| Figura 16- Campos de aplicação abrangidos por vários tipos de turbinas ^[4] | 27 |
| Figura 17- Variação da Cavitação crítica para a turbina Francis e Kaplan ^[4] | 30 |
| Figura 18- Diferentes tipos de cavitação: (a) cavitação na borda; (b) cavitação por bolhas; (c) cavitação por remoinho e (d) cavitação por vortex ^[7] | 31 |
| Figura 19- Curvas características do desempenho de: a) bombas como turbinas e b) turbinas com funcionamento normal ^[8] | 32 |
| Figura 20- Visualização de imagens com a placa (a) $Q=1.0 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3\text{s}^{-1}$, (b) $Q=2.0 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3\text{s}^{-1}$, (c) $Q=3.5 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3\text{s}^{-1}$ ^[10] | 32 |
| Figura 21- Efeitos dos escoamentos dentro do rotor sem a instalação da placa (a) $Q=1.0 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3\text{s}^{-1}$; $\lambda_i=0,46$; $\eta=0,58$ (b) $Q=3.5 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3\text{s}^{-1}$; $\lambda_i=0,34$; $\eta=0,40$ (c) $Q=3.5 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3\text{s}^{-1}$; $\lambda_i=0,56$; $\eta=0,66$ (d) $Q=3.5 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3\text{s}^{-1}$; $\lambda_i=1,00$; $\eta=0,06$ ^[10] | 33 |
| Figura 22- Design de uma turbina Kaplan ^[20] | 36 |
| Figura 23- Turbina Kaplan e alturas inerentes ao respectivo funcionamento da turbina ^[12] | 37 |
| Figura 24- Representação de componentes do triângulo de velocidades de uma turbina ^[12] | 38 |
| Figura 25- Relação entre coeficientes de elevação em função do inverso do rácio ^[12] | 39 |
| Figura 26- Coeficiente de elevação $n^{\circ}2$ em função do coeficiente de arrasto, para diferentes desenhos de perfil das pás da turbina ^[12] | 39 |
| Figura 27- Ângulo de ataque para vários perfis de desenho das turbinas ^[12] | 40 |

| | |
|---|----|
| Figura 28- Representação da pá de uma turbina e ângulos inerentes ^[12] . | 40 |
| Figura 29- Triângulo de Velocidades. | 41 |
| Figura 30- Representação do ângulo de saída das pás da roda de uma turbina Kaplan ^[17] . | 43 |
| Figura 31- Esquema do funcionamento da ferramenta numérica desenvolvida. | 46 |
| Figura 32- Esquema relativo às variáveis de entrada. | 47 |
| Figura 33- Factores de consumo de água horários. | 48 |
| Figura 34- Consumo de água ao longo de um dia típico de Verão (Dias úteis e fins de semana). | 53 |
| Figura 35- Consumo de água ao longo de um dia típico de época intermédia. | 53 |
| Figura 36- Consumo de água ao longo de um dia típico de Inverno (Dias úteis e fins de semana). | 54 |
| Figura 37- Receitas ao final de 25 anos para as 5 hipóteses relativas a cada tipo de turbina. | 56 |
| Figura 38- Energia produzida anualmente (MWh) para as 5 hipóteses relativas a cada tipo de turbina. | 56 |
| Figura 39- Variação do rendimento da Turbina Kaplan com a variação de caudal durante cada dia típico, relativamente à hipótese 4. | 57 |
| Figura 40- Variação do rendimento da Turbina Cross-Flow com a variação de caudal durante cada dia típico, relativamente à hipótese 4. | 58 |
| Figura 41- Funcionamento do sistema instalado na casa das máquinas. | 58 |
| Figura 42- Foto das instalações ^[22] . | 60 |
| Figura 43- Perspectiva de cima do local da instalação da Turbina Crossflow ^[22] . | 61 |
| Figura 44- Perspectiva de lado evidenciando a distribuição para os reservatórios ^[22] . | 61 |
| Figura 45- Perspectiva de lado evidenciando a produção de energia ^[22] . | 62 |
| Figura 46- Receitas ao final de 25 anos e energia produzida anualmente para as 5 hipóteses relativas a cada tipo de turbina. | 64 |

Índice de Tabelas

| | |
|---|----|
| Tabela 1- Distribuição média do consumo global pelos respectivos usos ^[1] | 4 |
| Tabela 2- Água necessária para instalações pecuárias ^[1] | 7 |
| Tabela 3- Consumos em matadouros ^[1] | 7 |
| Tabela 4- Consumos de água em indústrias de leite e seus derivados ^[1] | 7 |
| Tabela 5- Consumos de água em pensões, hotéis e hospedarias ^[1] | 7 |
| Tabela 6- Consumos de Água em Restaurantes ^[1] | 8 |
| Tabela 7- Consumos em bares, cafés e similares ^[1] | 8 |
| Tabela 8- Consumos em Estações de Serviço e Oficinas ^[1] | 8 |
| Tabela 9- Consumos em lavandarias, tinturarias e similares ^[1] | 8 |
| Tabela 10- Consumos em escolas e residências de estudantes ^[1] | 8 |
| Tabela 11- Consumos em Estabelecimentos relacionados com a saúde ^[1] | 9 |
| Tabela 12- Consumo em recintos de espectáculos ^[1] | 9 |
| Tabela 13- Variação mensal do consumo de água ^[1] | 10 |
| Tabela 14- Velocidades e caudais máximos para condutas de Policloreto de Vinilo não plastificado ^[1] | 13 |
| Tabela 15- Velocidades e caudais máximos para condutas de Polietileno de Alta Densidade ^[1] | 13 |
| Tabela 16- Velocidades e caudais máximos para condutas de Fibrocimento ^[1] | 14 |
| Tabela 17- Velocidades e caudais máximos para condutas de Ferro Fundido Dúctil ^[1] | 14 |
| Tabela 18- Factores de limite de exploração mínimos e máximos de algumas turbinas ^[16] .. | 25 |
| Tabela 19- Limites máximos e mínimos da variação da altura de queda útil em relação ao rendimento óptimo ^[3] | 26 |
| Tabela 20- Coeficiente de velocidade específica para cada tipo de turbina ^[4] | 28 |
| Tabela 21- Síntese dos intervalos de tempo considerados na construção de um dia típico. . | 48 |
| Tabela 22- Características da zona em estudo | 52 |
| Tabela 23- Resultados obtidos da ferramenta numérica para o caso de estudo académico, considerando a turbina Kaplan | 54 |
| Tabela 24- Resultados obtidos da ferramenta numérica para o caso de estudo académico, considerando a turbina Cross-flow. | 55 |
| Tabela 25- Descrição geral das características da Central do Carvoeiro - Vouga | 60 |
| Tabela 26- Soluções da turbina Kaplan para o caso de estudo real. | 63 |
| Tabela 27- Soluções da turbina Cross-Flow para o caso de estudo real | 63 |

1. Introdução

O presente capítulo compreende o enquadramento do tema da dissertação, bem como a motivação para o desenvolvimento da mesma e objectivos a serem alcançados. Sucintamente, é descrita a organização do trabalho bem como a possível contribuição no futuro. O próximo capítulo irá abranger a teoria e temas inerentes que suportam no contexto, a implementação de microturbinas nas redes de abastecimento de água.

1.1 Enquadramento

A Humanidade encontra-se em constante desenvolvimento, necessitando cada vez mais de energia para satisfação do seu bem-estar, tanto económico como social. Paralelamente, a população cresce a um ritmo exponencial, facto que acentua a exploração acelerada dos recursos da Terra, representado na Figura 1. Como resultado, as políticas de consumo de energia são sustentadas no conceito de desenvolvimento sustentável. Este é definido como desenvolvimento suficiente para satisfazer as necessidades do presente sem comprometer a possibilidade das gerações futuras satisfazerem as suas.

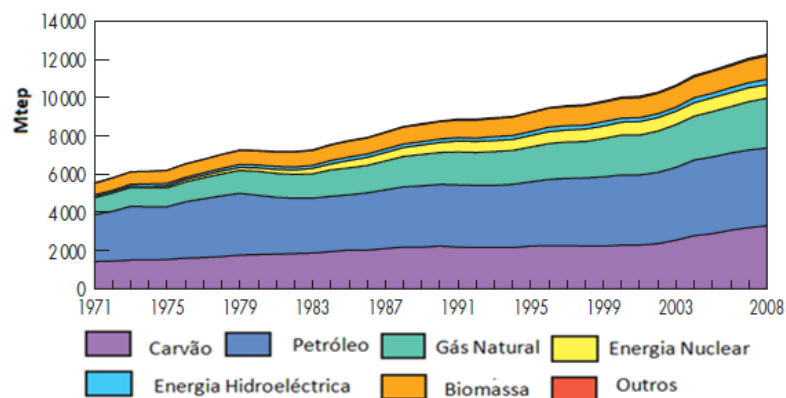


Figura 1- Energia primária total consumida a nível mundial entre 1971 e 2007 ^[14].

As questões de ordem ambiental na área de energia foram assim reforçadas, quer no que se refere à poluição associada pela queima de combustíveis fósseis, quer no que se refere à crise económica.

Uma estratégia integrada das políticas energética e ambiental deverá encontrar um ponto de equilíbrio entre a viabilidade técnico-económica e as condicionantes ambientais, tendo em consideração a relação custo-eficácia e o desenvolvimento social e económico na promoção de um desenvolvimento sustentável, não perdendo de vista a segurança do abastecimento e sua competitividade.

Os elevados consumos energéticos que se registam a nível mundial conduzem-nos a uma nova era energética. Assim esta experiência vai ao encontro de algumas linhas de acção da Política Energética Nacional, tais como ter em conta a energia no desenvolvimento sustentável, reduzir a intensidade energética, liberalização de mercado energético, aumentar a diversidade energética, promover a eficiência energética em 20%, promover as energias renováveis em 20%, reduzir de gases que promovem o aumento do efeito de estufa, nomeadamente o CO₂, em 20%, até 2020.

No entanto, todo o mercado da energia é fortemente influenciado pela procura e os aumentos de consumos reflectem o desenvolvimento tecnológico e social.

Actualmente abastecimento e a conversão de energia procuram soluções cada vez mais eficientes, tanto a nível económico como ambiental. Neste sentido, a instalação de microturbinas nas redes de abastecimento de água surgem como uma solução quer na produção de energia eléctrica, quer na optimização dos sistemas de abastecimento de água, convergindo, simultaneamente, com a Política Energética Nacional. Noutro sentido, a própria rede de sistema de abastecimento em Portugal é deficiente, uma vez que existe um consumo energético excessivo associado à bombagem e pressões adequadas ao longo da rede. Este consumo energético adicional representa uma grande factura podendo ser corrigido com a optimização da rede.

1.2 Objectivos

O objectivo fundamental deste trabalho consiste no desenvolvimento de uma ferramenta numérica, que promove a selecção de microturbinas hidráulicas, nomeadamente do tipo Kaplan, para um sistema de abastecimento de água de uma dada região. No desenvolvimento da presente ferramenta considerou-se uma abordagem do tipo “Problema Inverso” ou Indirecto, isto é, sabendo especificações para o escoamento, deseja-se calcular a geometria da máquina. Esta ferramenta abrange um intervalo de altura útil entre 3 e 90 metros e uma série de variáveis para o respectivo caudal ao longo do tempo.

1.3 Guia de Leitura

O presente trabalho divide-se em duas partes, onde uma, converge mais para a pesquisa bibliográfica sobre turbinas hidráulicas e temas inerentes, e a outra representa o modelo levado em linha de conta para o desenvolvimento da ferramenta numérica, evidenciando um caso de estudo académico e outro real.

No capítulo 2 é apresentado a pesquisa bibliográfica inerente às redes de abastecimento de água, convergindo essencialmente nos dimensionamentos de consumo de água.

O capítulo 3 apresenta uma breve descrição das válvulas redutoras de pressão, pois, o presente trabalho tem como objectivo promover a substituição de válvulas redutoras de pressão por microturbinas, ou colocar estas em locais estratégicos, onde existe dissipação de energia, tais como a montante de reservatórios. O presente capítulo também apresenta uma pesquisa bibliográfica sobre turbomáquinas, nomeadamente as principais turbinas e rendimentos.

O capítulo 4 é alusivo à construção da ferramenta numérica desenvolvida considerando uma abordagem do tipo do “Problema inverso” ou Indirecto.

O capítulo 5 apresenta o caso de estudo académico e os resultados obtidos na ferramenta numérica, enquanto que o capítulo 6 apresenta a comparação de uma situação real com os resultados obtidos através da ferramenta numérica.

No final, segue-se a conclusão onde apresenta as conclusões e discussões obtidas ao longo da dissertação.

1.4 Contribuição da Tese

O desenvolvimento deste trabalho procura soluções viáveis visando a eficiência energética, e promovendo, simultaneamente, a diminuição da dependência das fontes de energia fósseis através da utilização das energias renováveis. A implementação de microturbinas nas redes de abastecimento de água irá representar um aproveitamento de energia, que outrora, era desperdiçado nas válvulas redutoras de pressão ou em reservatórios.

2. Elementos de Base

O presente capítulo reflecte a revisão bibliográfica necessária para projectar microturbinas em redes de abastecimento de água para uma dada região, evidenciando as especificações e tipos das redes de abastecimento de água.

O RGSPDADAR, de 23 de Agosto de 1995, apresenta dados de consumos de água para prever os caudais.

De todos os consumidores de água, os domésticos perfazem 44% do consumo total, seguidos dos consumidores industriais com 24%.

2.1 Abastecimento de água e determinação de caudal

A qualidade de água nos sistemas de abastecimento é uma necessidade indispensável para a sociedade, uma vez que as razões de protecção de saúde pública, imperativos legais cada vez mais restritivos e uma maior exigência por parte dos cidadãos (relação qualidade – custo) assim a reflecte.

Quando se projecta uma nova cidade a quantidade de água necessária ao abastecimento de uma comunidade é em função de várias variáveis, nomeadamente, os diferentes usos da respectiva água (usos domésticos, agrícolas, industriais, entre outros), o clima da região, o hábito de higiene das populações, condições sócio - económicas, circunstâncias locais e as características da água. Em cidades já edificadas analisam-se os consumos de água reais. A globalidade de água consumida por uma comunidade é composta por determinadas parcelas, tais como se evidenciam na Tabela 1.

Tabela 1- Distribuição média do consumo global pelos respectivos usos ^[1].

| Uso | % do Total |
|----------------|------------|
| Doméstico | 44 |
| Industrial | 24 |
| Comercial | 15 |
| Público | 9 |
| Fugas e perdas | 8 |

* Regulamento Geral dos Sistemas Públicos e Prediais de Distribuição de Água e de Drenagem das Águas Residuais

A utilização doméstica representa 44% da totalidade da água fornecida em áreas urbanas. As quantidades de água utilizadas pela indústria dependem do tipo de indústria em questão (pecuária, do leite e derivados, fábricas de cerveja, fábricas de conserva, transformadoras de papel, entre outras). Relativamente aos consumos de água para usos comerciais também dependem da actividade em questão (unidades hoteleiras e de restauração, estações de serviço e oficinas, entre outras). O consumo público é o termo utilizado para denominar as quantidades de água, que apesar de serem utilizadas com objectivo de satisfazer as necessidades das populações, não se encontram englobadas nos consumos domésticos. As fugas e perdas compreendem os volumes de água que se dissipam ao longo do sistema (através de juntas deficientes, roturas de condutas, ligações clandestinas, entre outros).

A previsão da evolução temporal da quantidade de água a colocar à disposição dos consumidores é necessária, uma vez que não é nem técnica nem economicamente viável aumentar constantemente a capacidade dos sistemas de modo a acompanhar o aumento das necessidades. Deste modo projectam-se obras com capacidade suficiente para satisfazerem a evolução da procura. O intervalo de tempo de vida de projecto é denominado “horizonte de projecto”. O horizonte de projecto é em função de:

- a) o tempo de vida útil dos diferentes componentes;
- b) do grau de dificuldade da execução das obras de ampliação;
- c) da previsão de eventuais aumentos de consumos de água, tanto pela população, como pela indústria, ou agricultura;
- d) e do comportamento dos diferentes componentes do sistema nos primeiros anos de funcionamento.

Relativamente aos aspectos supra mencionados, as Bombas e equipamentos electro-mecânicos apresentam um horizonte de projecto de 20 anos e os reservatórios e condutas de distribuição apresentam um horizonte de projecto de 40 anos ou de máxima expansão ^[1].

Os erros associados às estimativas da capitação[†] e dos factores de ponta podem ser de tal forma significativos que não justifica a utilização de métodos muito sofisticados na previsão da população. Existem três tipos de métodos matemáticos que procuram traduzir a evolução populacional por expressões analíticas simples:

- a) o método de crescimento aritmético;
- b) o método de crescimento geométrico;
- c) o método da curva logística;

[†] O volume de água que em média cada habitante consome por dia, num determinado aglomerado é designado por capitação ($\text{dm}^3 \cdot \text{dia}^{-1} \cdot \text{hab}^{-1}$).

O RGSPDADAR fixa as captações mínimas que deverão servir de base à elaboração de projectos de sistemas de abastecimento de água, dependendo os seguintes valores, unicamente, da população a servir:

- a) até 1.000 habitantes a captação corresponde a $80 \text{ dm}^3 \cdot \text{dia}^{-1} \cdot \text{hab}^{-1}$;
- b) de 1.000 a 10.000 habitantes a captação corresponde a $100 \text{ dm}^3 \cdot \text{dia}^{-1} \cdot \text{hab}^{-1}$;
- c) de 10.000 a 20.000 habitantes a captação corresponde a $125 \text{ dm}^3 \cdot \text{dia}^{-1} \cdot \text{hab}^{-1}$;
- d) de 20.000 a 50.000 habitantes a captação corresponde a $150 \text{ dm}^3 \cdot \text{dia}^{-1} \cdot \text{hab}^{-1}$;
- e) a partir de 50.000 habitantes a captação corresponde a $175 \text{ dm}^3 \cdot \text{dia}^{-1} \cdot \text{hab}^{-1}$.

Os consumos industriais e comerciais variam muito entre si. A Tabela 2 representa um dos tipos de unidades industriais relacionadas com a indústria pecuária, nomeadamente, o nascimento e respectivo crescimento dos animais. O gado leiteiro é aquele que, na fase de crescimento, apresenta um maior consumo de água por unidade, ao contrário das aves.

A Tabela 3 representa o outro tipo de unidades industriais relacionadas com a indústria pecuária, nomeadamente, as unidades onde se efectua o abate e a transformação das carnes dos respectivos animais.

Relativamente aos matadouros, o gado bovino é aquele que apresenta um maior consumo de água por unidade. É conclusivo que em ambas as situações supra referidas, o crescimento e o abate, os animais que consomem uma maior quantidade de água são os bovinos, e aqueles que consomem uma menor quantidade de água são as aves. No entanto, é fundamental ter em conta que segundo os dados considerados e apesar de serem necessário 600 aves para consumirem tanta água como um animal bovino, um aviário possui uma maior quantidade de seres vivos que uma instalação de gado leiteiro.

A Tabela 4 engloba os consumos relativos às unidades de recolha e armazenamento de leite, pasteurização e a transformação do leite em produtos derivados. Desta tabela pode verificar-se que os consumos de água inerentes à indústria de leite e seus derivados é considerada, praticamente, constante.

As Tabelas 5, 6 e 7 apresentam os consumos representativos dos estabelecimentos inerentes à restauração. Das tabelas 5, 6 e 7 é possível verificar que os consumos inerentes à restauração variam muito consoante a dimensão das instalações.

A Tabela 8 relaciona os consumos de água com a utilização e manutenção de veículos rodoviários, verificando-se elevados.

A Tabela 9 representa os consumos associados aos estabelecimentos onde se procede à coloração e lavagem de roupa. Os consumos verificados nas lavandarias, tinturarias e similares são bastante representativos, quando as entidades que prestam os referidos serviços laboram com elevadas quantidades de roupa.

O RGSPDADAR considera consumos públicos aqueles que se referem a fontanários, bem como bebedouros, lavagem de arruamentos, regas, entre outros similares, perfazendo um valor de 5 a $20 \text{ dm}^3 \cdot \text{hab}^{-1} \cdot \text{dia}^{-1}$. Contudo, os consumos referentes à estabelecimentos de ensino, de saúde,

militares, prisionais, bombeiros, e instalações desportivas, são colocados à parte, sendo avaliados consoante as suas características inerentes.

A Tabela 10 apresenta os consumos relacionados com escolas e residências de estudantes.

A Tabela 11 representa os consumos associados a estabelecimentos de saúde

A Tabela 12 apresenta os consumos associados a recintos de espectáculos.

Tabela 2- Água necessária para instalações pecuárias ^[1].

| Edifícios para alojar | Consumo diário por animal (dm³) |
|------------------------------|---|
| Gado Leiteiro | 120,0 |
| Bovinos | 40,0 |
| Ovinos e Caprinos | 10,0 |
| Esquinos | 40,0 |
| Porcinos | 10,0 |
| Frangos, Galinhas e Perus | 0,2 |
| Patos e Gansos | 0,2 |

Tabela 3- Consumos em matadouros ^[1].

| Classe de Animal | Consumo diário (dm³) |
|-------------------------|--|
| Bovinos | 500,0 / animal |
| Porcinos | 300,0 / animal |
| Ovinos e Caprinos | 250,0 / animal |
| Aves em Geral | 16 / kg em vivo |

Tabela 4- Consumos de água em indústrias de leite e seus derivados ^[1].

| Tipo de Estabelecimento | Consumo diário (dm³) |
|---|--|
| Estações de recolha e armazenamento | 1.500 /1.000 litros de leite recebidos |
| Fábricas de pasteurização | 1.500 /1.000 litros de leite a pasteurizar |
| Fábricas de manteiga, queijo ou leite em pó | 1.500 /1.000 litros de leite a processar |

Tabela 5-Consumos de água em pensões, hotéis e hospedarias ^[1].

| Estabelecimento | Consumo diário (dm³) |
|------------------------|--|
| Hotel | 500,0 / hóspede |
| Pensão | 350,0 / hóspede |
| Hospedaria | 25,0 / m ² de dormitório |

Tabela 6- Consumos de Água em Restaurantes ^[1].

| Área (m²) | Consumo diário (dm³) |
|-----------------------------|--|
| Até 40 | 2.000 |
| De 41 a 100 | 50 /m ² |
| Maior que 100 | 40 / m ² |

Tabela 7- Consumos em bares, cafés e similares ^[1].

| Área (m²) | Consumo diário (dm³) |
|-----------------------------|--|
| Até 30 | 1.500 |
| De 31 a 60 | 60 /m ² |
| De 61 a 100 | 50 /m ² |
| Maior que 100 | 40 / m ² |

Tabela 8- Consumos em Estações de Serviço e Oficinas ^[1].

| Tipo de Estabelecimento | Consumo diário (dm³) |
|-------------------------------------|--|
| Lavagem automática | 12.000 / unidade de lavagem |
| Lavagem não automática | 8.000 / unidade de lavagem |
| Bombas de Gasolina | 300 /bomba |
| Garagens e Estacionamentos Cobertos | 2 / m ² |

Tabela 9- Consumos em lavandarias, tinturarias e similares ^[1].

| Estabelecimento | Consumo diário (dm³) |
|-------------------------|--|
| Lavandarias | 40 / kg de roupa |
| Lavandarias a seco | 30 / kg de roupa |
| Tinturarias e similares | 30 / kg de roupa |

Tabela 10- Consumos em escolas e residências de estudantes ^[1].

| Pessoal | Consumo diário (dm³) |
|-----------------------|--|
| Alunos Externo | 40 |
| Aluno Semi-interno | 70 |
| Aluno Interno | 250 |
| Pessoal não residente | 50 |
| Pessoal Residente | 200 |

Tabela 11- Consumos em Estabelecimentos relacionados com a saúde ^[1].

| Estabelecimento | Consumo diário (dm³) |
|---------------------------------------|--|
| Hospitais e clínicas com internamento | 800 / cama |
| Consultórios Médicos | 500 |
| Clínicas Dentárias | 1000 |

Tabela 12- Consumo em recintos de espectáculos ^[1].

| Tipo de Estabelecimento | Consumo diário (dm³) |
|---|--|
| Cinemas, teatros e auditórios | 3 / lugar sentado |
| Cabarés, casinos e salões de baile | 30 / m ² para uso do público |
| Estádios, velódromos, autódromos, praças de touro e similares | 1 /espectador |
| Circos, hipódromos, parques de atracções e similares | 1 / espectador mais o necessário para os animais |

O RGSPDADAR relaciona ainda consumos necessários a garantir como caudais instantâneos para o combate a incêndios consoante o grau de risco da zona. Quanto maior for o grau de risco maior será o caudal instantâneo a garantir, devendo ser:

- a) Grau 1 (risco mínimo de incêndio) corresponde a um caudal de 15 dm³.s⁻¹;
- b) Grau 2 (risco baixo de incêndio) corresponde a um caudal de 22,5 dm³.s⁻¹;
- c) Grau 3 (risco moderado de incêndio) corresponde a um caudal de 30 dm³.s⁻¹;
- d) Grau 4 (risco considerável de incêndio) corresponde a um caudal de 45 dm³.s⁻¹;
- e) Grau 5 (risco elevado de incêndio) a definir em cada caso.

Relativamente a perdas e fugas o RGSPDADAR considera perdas na ordem dos 10% do volume de entrada de água no sistema.

Com o objectivo da determinação do caudal médio diário (Q_{med}), a equação 1,

$$Q_{med} = \frac{P_{op} \cdot C}{\rho_{água}}, \quad (1)$$

representa o mesmo, consistindo na relação entre o produto da população, P_{op} , com capitação, C , sobre a massa específica da água a 4°C. O valor da temperatura da água é considerado constante ao longo do ano de modo a simplificar cálculos, uma vez que as alterações inerentes a esta não afectam, significativamente os resultados.

O caudal de ponta diário (Q_{pd}) é dado por,

$$Q_{pd} = f_{pd} \cdot Q_{med}, \quad (2)$$

consistindo no produto entre o caudal médio diário e o factor de ponta diário (f_{pd}).

O factor de ponta diário pode ser previsto através de,

$$f_{pd} = 1,5 + \frac{60}{\sqrt{P_{op}}}, \quad (3)$$

De um modo geral, ao longo de um dia observa-se que os consumos são praticamente nulos durante a noite, atingindo dois máximos durante o dia. O primeiro máximo é entre as 7 e as 9 horas da manhã, e o segundo, entre as 18 e 20 horas. Durante as horas de ponta o respectivo caudal é bastante superior ao caudal médio, pelo que é um aspecto a ter em conta na projecção das microturbinas no sistema. O consumo de água não é uma grandeza constante variando não somente durante o dia mas durante a semana (variação nos fins de semana – acréscimo de 30%) e ao longo do ano (estações do ano). Em climas como o de Portugal, considera-se que o consumo máximo mensal eleva-se 30% acima do médio, nos meses de Julho e Agosto ^[1]. A Tabela 13 representa as variações do consumo referente a cada mês, sendo visível que o factor de variação de consumo é tanto maior quanto mais nos aproximamos da época de Verão, em resultado das maiores necessidades de água e derivadas do aumento da temperatura. Pelas razões contrárias, no Inverno e meses mais frios este consumo é menor. Outra razão, reside na precipitação que é maior em épocas frias, abastecendo poços (furos) e evitando a utilização da água de abastecimento quer directamente, quer indirectamente (como por exemplo a rega destinada à agricultura).

Tabela 13- Variação mensal do consumo de água ^[1].

| Mês | Factor de Variação de Consumo |
|------------|--------------------------------------|
| Janeiro | 0,70 |
| Fevereiro | 0,70 |
| Março | 0,80 |
| Abril | 0,90 |
| Maio | 1,10 |
| Junho | 1,25 |
| Julho | 1,30 |
| Agosto | 1,30 |
| Setembro | 1,25 |
| Outubro | 1,15 |
| Novembro | 0,85 |
| Dezembro | 0,70 |

2.3. Capacidade de Regularização dos Consumos

O volume de água necessário ao funcionamento normal deve fazer face à variação do consumo ao longo das 24 horas, em qualquer dia do ano. Para calcular a reserva necessária ao funcionamento normal será necessário conhecer a evolução diária de consumos ao longo do ano. Relativamente aos diagramas de consumo, existem dificuldades na sua realização devido à inexistência/dificuldade de registos históricos dos consumos de um determinado aglomerado. A Figura 2 representa os factores horários considerados de consumo de água ao longo de um dia. Estes factores foram considerados neste trabalho (sendo que o somatório de todos os factores horários infra mencionados igualam o valor de 24, inerente ao número de horas existentes num dia). A consideração foi baseada em alguma bibliografia, nomeadamente, o RGSPDADAR, e observações empíricas.

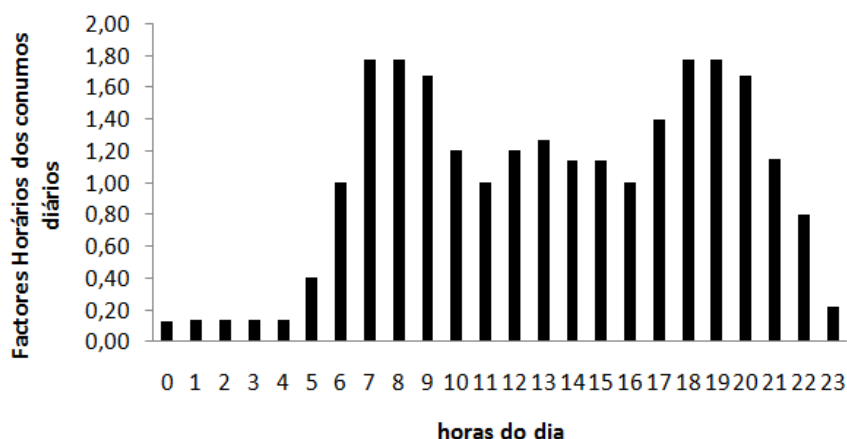


Figura 2- Factores horários dos consumos de água ao longo de um dia.

No presente projecto foi considerado por defeito os factores horários presentes na Figura 2 para todos os consumos de água, que domésticos, industriais, comerciais, e públicos. Assume-se que o comportamento dos consumos industriais será similar ao referido na Figura 2. No entanto, tal como foi mencionado anteriormente, os consumidores domésticos compreendem 44% dos consumos totais de água, e deste modo a aproximação feita na Figura 2 é aceitável.

2.4. Redes de Distribuição de Água

As entidades gestoras dos sistemas de abastecimento de água apresentam-se com a finalidade de colocar à disposição do maior número de cidadãos da sua área de jurisdição a água necessária. Esta terá de ser fornecida em quantidade suficiente, pressão adequada, qualidade satisfatória, sem interrupções e em condições eficientes em termos de recursos naturais, humanos, tecnológicos e financeiros.

Um sistema de distribuição de água é todo o conjunto de condutas, acessórios, reservatórios, bombas, entre outros, tendo como objectivo assegurar o transporte e a distribuição de água dentro de condições sanitárias de qualidade desde o(s) reservatório(s) de distribuição até aos utilizadores, em quantidade, e pressão adequada.

A concepção geométrica de um sistema de abastecimento de água está relacionada com diversas variáveis do local. As variáveis com maior relevo são a densidade populacional, topografia do local e existência de estradas.

As redes de distribuição são constituídas por condutas principais e secundárias. As condutas principais apresentam um diâmetro maior e cuja sua função é abastecer as condutas secundárias, que por sua vez vão abastecer directamente os pontos de consumo do sistema.

As redes de distribuição de água podem ser classificadas como:

- a) rede ramificada;
- b) rede emalhada ou reticulada;
- c) rede mista.

As redes de distribuição ramificadas são caracterizadas pelo facto de o sentido de escoamento ser, extremamente, bem definido e o caudal em cada troço ser apenas em função dos consumos a jusante. Em redes emalhadas as ligações entre as respectivas condutas conduzem à formação de circuitos fechados (malhas). Neste tipo de ramificações a alimentação das condutas pode-se efectuar, indistintamente, pelos seus extremos, possibilitando deste modo a inversão do sentido do escoamento ^[1]. As redes ramificadas apresentam como vantagem principal o facto de requererem um menor comprimento, resultando deste modo, *à priori*, numa maior economia. Estas apresentam como inconvenientes o facto de serem pouco maleáveis (no caso de avaria de uma conduta é interrompido todo o abastecimento a jusante) e possível aparecimento de pontos mortos nas extremidades de jusante (deposições e estagnações da água). As redes emalhadas não apresentam os inconvenientes supra referidos, assegurando uma melhor repartição de pressão. No entanto, o seu custo é superior.

Valores excessivos de velocidade numa rede apresentam o inconveniente do aparecimento de choques hidráulicos, pelo que o valor de sobrepressão pode originar roturas e corrosão por erosão nas condutas, e ruído excessivo.

As Tabelas 14, 15, 16 e 17 que resultam do RGSPDADAR, representam as velocidades e caudais máximos para vários tipos de condutas infra mencionadas.

Tabela 14- Velocidades e caudais máximos para condutas de Policloreto de Vinilo não plastificado ^[1].

| Classe 0.6 MPa | | | | |
|---------------------------|----------------|---------------------------|--|---|
| D _{nominal} (mm) | Espessura (mm) | D _{interno} (mm) | V _{máxima} (m.s ⁻¹) | Q _{máximo} (dm ³ .s ⁻¹) |
| 63 | 1,9 | 59,2 | 0,65 | 1,79 |
| 75 | 2,2 | 70,6 | 0,70 | 2,73 |
| 90 | 2,7 | 84,6 | 0,75 | 4,21 |
| 110 | 3,2 | 103,6 | 0,81 | 6,85 |
| 125 | 3,7 | 117,6 | 0,86 | 9,29 |
| 140 | 4,1 | 131,8 | 0,89 | 12,21 |
| 160 | 4,7 | 150,6 | 0,94 | 16,81 |
| 200 | 5,9 | 188,2 | 1,03 | 28,71 |
| 250 | 7,3 | 235,4 | 1,13 | 49,12 |
| 315 | 9,2 | 296,6 | 1,24 | 85,53 |
| 400 | 11,7 | 376,6 | 1,36 | 151,71 |
| 500 | 14,6 | 470,8 | 1,49 | 259,24 |
| 630 | 18,4 | 593,2 | 1,63 | 451,41 |
| 710 | 20,7 | 668,6 | 1,71 | 601,58 |
| 800 | 23,3 | 753,4 | 1,80 | 801,23 |

Tabela 15- Velocidades e caudais máximos para condutas de Polietileno de Alta Densidade ^[1].

| Classe 0.6 MPa | | | | |
|---------------------------|----------------|---------------------------|--|---|
| D _{nominal} (mm) | Espessura (mm) | D _{interno} (mm) | V _{máxima} (m.s ⁻¹) | Q _{máximo} (dm ³ .s ⁻¹) |
| 63 | 3,0 | 57,0 | 0,64 | 1,63 |
| 75 | 3,6 | 67,8 | 0,69 | 2,48 |
| 90 | 4,3 | 81,4 | 0,74 | 3,84 |
| 110 | 5,3 | 99,4 | 0,80 | 6,20 |
| 125 | 6,0 | 113,0 | 0,84 | 8,44 |
| 140 | 6,7 | 126,6 | 0,88 | 11,08 |
| 160 | 7,6 | 144,8 | 0,93 | 15,30 |
| 180 | 8,6 | 162,8 | 0,97 | 20,27 |
| 200 | 9,6 | 180,8 | 1,02 | 26,07 |
| 225 | 10,8 | 203,4 | 1,06 | 34,59 |
| 250 | 11,9 | 226,2 | 1,11 | 44,63 |
| 280 | 13,4 | 253,2 | 1,16 | 58,51 |
| 315 | 15,0 | 285,0 | 1,22 | 77,72 |
| 355 | 16,9 | 321,2 | 1,28 | 103,55 |
| 400 | 19,1 | 361,8 | 1,34 | 137,79 |
| 450 | 21,5 | 407,0 | 1,40 | 182,78 |
| 500 | 23,9 | 452,2 | 1,47 | 235,34 |
| 560 | 26,7 | 506,6 | 1,53 | 309,09 |
| 630 | 30,0 | 570,0 | 1,61 | 410,20 |
| 710 | 33,9 | 642,2 | 1,69 | 546,14 |
| 800 | 38,1 | 723,8 | 1,77 | 727,74 |
| 900 | 42,9 | 814,2 | 1,85 | 965,27 |
| 1000 | 47,7 | 904,6 | 1,93 | 1242,77 |
| 1200 | 57,2 | 1085,6 | 2,08 | 1925,31 |

Tabela 16- Velocidades e caudais máximos para condutas de Fibrocimento ^[1].

| PN 0.63 MPa | | | | |
|---------------------------|----------------|---------------------------|--|---|
| D _{nominal} (mm) | Espessura (mm) | D _{interno} (mm) | V _{máxima} (m.s ⁻¹) | Q _{máximo} (dm ³ .s ⁻¹) |
| 80 | 8 | 80 | 0,73 | 3,68 |
| 100 | 8 | 100 | 0,80 | 6,29 |
| 125 | 8 | 125 | 0,88 | 10,75 |
| 150 | 9 | 150 | 0,94 | 16,65 |
| 200 | 11 | 200 | 1,06 | 33,22 |
| 250 | 13 | 250 | 1,16 | 56,75 |
| 300 | 15 | 300 | 1,24 | 87,90 |
| 350 | 17 | 350 | 1,32 | 127,25 |
| 400 | 19 | 400 | 1,40 | 175,32 |
| 450 | 21 | 450 | 1,46 | 232,60 |
| 500 | 24 | 500 | 1,53 | 299,52 |
| 600 | 30 | 600 | 1,64 | 463,93 |
| 700 | 35 | 700 | 1,75 | 671,63 |
| 800 | 37 | 800 | 1,84 | 925,36 |

Tabela 17- Velocidades e caudais máximos para condutas de Ferro Fundido Dúctil ^[1].

| PN 0.63 MPa | | | | |
|---------------------------|----------------|---------------------------|--|---|
| D _{nominal} (mm) | Espessura (mm) | D _{interno} (mm) | V _{máxima} (m.s ⁻¹) | Q _{máximo} (dm ³ .s ⁻¹) |
| 60 | 6,0 | 60 | 0,65 | 1,85 |
| 80 | 6,0 | 80 | 0,73 | 3,68 |
| 100 | 6,1 | 100 | 0,80 | 6,29 |
| 125 | 6,2 | 125 | 0,88 | 10,75 |
| 150 | 6,3 | 150 | 0,94 | 16,65 |
| 200 | 6,4 | 200 | 1,06 | 33,22 |
| 250 | 6,8 | 250 | 1,16 | 56,75 |
| 300 | 7,2 | 300 | 1,24 | 87,90 |
| 350 | 7,7 | 350 | 1,32 | 127,25 |
| 400 | 8,1 | 400 | 1,40 | 175,32 |
| 450 | 8,6 | 450 | 1,46 | 232,60 |
| 500 | 9,0 | 500 | 1,53 | 299,52 |
| 600 | 9,9 | 600 | 1,64 | 463,93 |
| 700 | 10,8 | 700 | 1,75 | 671,63 |
| 800 | 11,7 | 800 | 1,84 | 925,36 |
| 900 | 12,6 | 900 | 1,93 | 1227,65 |
| 1000 | 13,5 | 1000 | 2,01 | 1580,86 |
| 1100 | 14,4 | 1100 | 2,09 | 1987,17 |
| 1200 | 15,3 | 1200 | 2,17 | 2448,66 |
| 1400 | 17,1 | 1400 | 2,30 | 3544,87 |
| 1500 | 18,0 | 1500 | 2,37 | 4183,23 |
| 1600 | 18,9 | 1600 | 2,43 | 4884,06 |
| 1800 | 20,7 | 1800 | 2,55 | 6479,59 |

3. Descrição da Tecnologia

O presente capítulo incide sobre o estado-da-arte relativo a turbomáquinas. Antes da apresentação dos vários tipos de turbinas, rendimentos inerentes, especificações e condições de utilização, este capítulo inicia-se com uma breve descrição das válvulas redutoras de pressão.

As alturas de queda relacionadas com as redes de abastecimento de água são reduzidas, pelo que as turbinas Kaplan são seleccionadas para tais efeitos.

3.1. Válvulas Redutoras de Pressão

As VRP[‡] são estruturas dissipadoras sendo utilizadas nos sistemas hidráulicos visando a uniformização e controlo de pressões. As VRP promovem perdas de carga localizadas, mediante a dissipação de energia hidráulica presente através da redução dos valores de pressão a jusante. Existe uma divisão da rede em zonas definidas por patamares de pressão relativamente à sua topografia. Cada zona é apresentada por uma determinada pressão garantida pelo uso de VRP nas entradas activas da zona ou pelo uso de reservatórios intermédios.

O princípio geral do funcionamento de uma VRP baseia-se na activação do dispositivo de obturação sempre que a pressão a jusante se encontre demasiadamente elevada. Desse modo aumenta a perda de carga presente no sistema repondo o valor de pressão requerido (carga de definição da VRP, H_{VRP}). Porém, se se verificar que a pressão a jusante encontra-se demasiadamente baixa, a válvula abre, diminuindo a perda de carga e aumentando a pressão para o valor requerido. Estas válvulas podem ser controladas mecânica ou electronicamente permitindo uma gestão mais eficiente dos níveis de serviço pretendidos^[2]. Existem vários tipos de VRP distinguindo-se entre eles três tipos, como se representa na Figura 3.

[‡] Válvulas Redutoras de Pressão

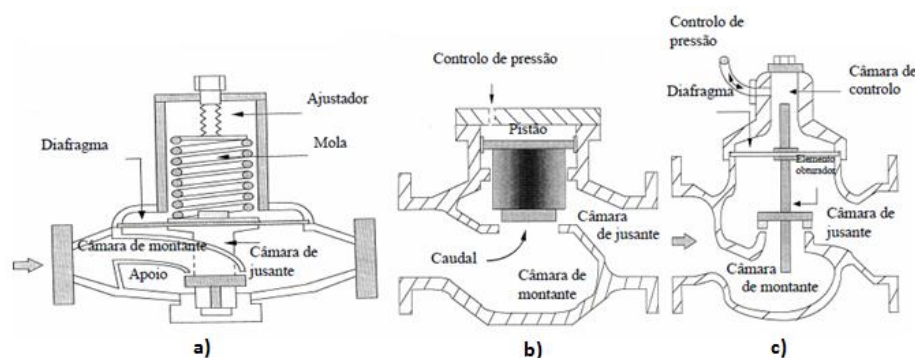


Figura 3- Diferentes tipos de válvulas redutoras de pressão: a) VRP controlada por mola, b) VRP controlada por pistão e c) VRP controlada por diafragma [8].

As VRP apresentam-se com três tipos de funcionamento distintos, tal como evidenciado na Figura 4. No primeiro é quando a válvula provoca uma perda de carga localizada no sistema reduzindo o valor de pressão a jusante, designando-se por *estado activo da válvula*. Na hipótese da pressão a montante for insuficiente e inferior à H_{VRP} , a válvula abre por completo promovendo uma pressão constante entre montante e jusante, designando-se por *estado passivo da válvula*. Na possibilidade da pressão a jusante for superior à pressão a montante, a válvula fecha totalmente, retendo e impedindo a inversão do escoamento. Este funcionamento designa-se por *estado passivo da válvula fechada*.

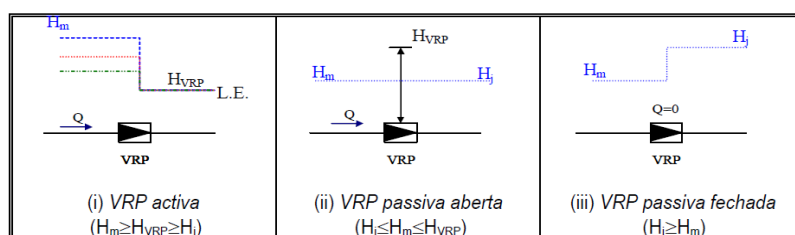


Figura 4- Modo genérico de funcionamento de uma VRP convencional [8].

3.2. Máquinas Hidráulicas

As máquinas hidráulicas são dispositivos colocados nos circuitos hidráulicos promovendo a troca de energia mecânica entre o fluido (normalmente a água) e o rotor. Do ponto de vista mecânico as máquinas hidráulicas podem ser classificadas como turbomáquinas hidráulicas e máquinas volumétricas. As turbomáquinas hidráulicas são máquinas atravessadas por um fluido, onde as forças presentes neste promovem a rotação das pás da turbomáquina. Estes equipamentos podem-se classificar como *turbomáquinas hidráulicas motoras* (turbinas hidráulicas e rodas hidráulicas), onde o fluido exerce trabalho através do veio do rotor, em *turbomáquinas hidráulicas receptoras* (bombas e ventiladores), que se comportam de modo inverso e em *turbomáquinas hidráulicas transmissoras* (transmissões hidráulicas), que transmitem energia mecânica de um veio para o outro [3].

As turbinas recebem energia hidráulica proveniente de uma altura de queda disponível, transformando-a em energia mecânica e posteriormente, em energia eléctrica através de um gerador. As bombas transformam a energia mecânica, associada aos motores, em energia hidráulica, permitindo assim o transporte/elevação de fluidos a diferentes desníveis topográficos e distâncias.

Relativamente ao trajecto do fluido no rotor, podem ser consideradas *radiais*, se as linha de corrente estiverem contidas predominantemente em planos perpendiculares ao eixo de rotação (excepto nas imediata vizinhança deste), *axiais*, se as linhas de corrente estiverem contidas predominantemente, em direcções paralelas ao eixo, *mistas*, se o escoamento for parcialmente radial e axial, *tangenciais*, se o escoamento fizer um plano perpendicular ao eixo de rotação e for predominantemente na direcção tangencial.

Quanto à limitação do escoamento, as turbomáquinas podem ser classificadas como *abertas*, quando o escoamento não é limitado por paredes e *fechadas*, quando o rotor está constituído numa caixa cujas paredes limitam o escoamento.

Relativamente ao número dos elementos do rotor, podem ser classificadas como *unicelulares*, caso o rotor seja constituído por um conjunto de pás principais, e *multicelular*, quando o rotor é constituído por mais do que conjunto de pás principais, podendo ser similares ou não ^[4].

3.2.1. Análise Dimensional de Turbinas

Uma turbomáquina apresenta determinadas características intrínsecas que ao receber determinadas variáveis de entradas, tais como a pressão de um determinado fluido, p , velocidade do mesmo, v , entalpia, h , peso específico, ρ , trabalho mecânico e calor, actua sobre elas traduzindo-se em novas variáveis de saída. Esta transformação é efectuada com um determinado rendimento, η .

A Figura 5 representa através de um esquema um diagrama de blocos o funcionamento de uma turbina.

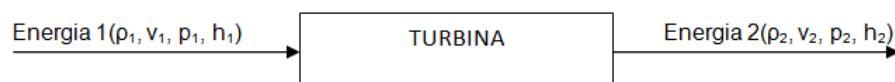


Figura 5- Representação esquemática de uma turbina.

Nas turbinas a energia à saída tem que ser superior à entrada. O objectivo das turbinas é ceder energia. A Equação da conservação da energia,

$$\Delta E = (h_2 - h_1) + \frac{1}{2}(v_2^2 - v_1^2) + g(z_2 - z_1), \quad (4)$$

consiste na passagem de um estado termodinâmico para outro, em que neste caso a variação de energia tem que ser superior a zero, onde h representa a entalpia, v a velocidade, g a aceleração da gravidade e z a altura manométrica.

Os parâmetros que caracterizam o funcionamento de uma turbomáquina são agrupados em três conjuntos nomeadamente; as variáveis de controle, propriedades do fluido e características

geométricas. As variáveis de controle são aquelas que se podem influenciar directamente, tais como o caudal através de válvulas e a velocidade de rotação. Neste tipo de máquinas o fluído é sempre considerado incompressível, pelo que a variação do peso específico do fluído durante o escoamento é desprezável e o coeficiente de viscosidade também é mantido constante. A alteração das propriedades do fluído no escoamento modificariam as características de funcionamento das turbomáquinas. Cada turbomáquina possui determinadas características geométricas de projecto, pelo que influencia as respectivas condições de funcionamento. A geometria da turbomáquina só pode ser descrita quando se utiliza um elevado número de parâmetros geométricos (diâmetro do rotor, ângulos das pás, relações entre comprimentos, entre outros). O funcionamento estacionário de cada turbomáquina é determinado pelas variáveis de controle, propriedades do fluído e pelas características geométricas do fluído ^[3].

3.2.2. Principais tipos de turbinas – acção e reacção

Os movimentos de rotação resultantes da energia cinética da água são conseguidos através de turbinas. Ao estar associada a um gerador é conseguida a geração de energia eléctrica.

As turbinas hidráulicas são divididas em dois grupos consoante o seu princípio de operação, turbinas de *acção* ou *impulso* e turbinas de *reacção*.

Os rotores das turbinas de reacção encontram-se totalmente imersos em água e colocados dentro de uma caixa protectora de pressão. As pás do rotor apresentam um sistema geométrico adequado, de modo a que as diferenças de pressão entre elas imponham forças que promovam a rotação do rotor. As turbinas de reacção mais importantes são as turbinas *Kaplan* e *Francis*. As turbinas de reacção podem ainda classificar-se consoante a direcção do movimento do fluído relativamente à roda, como radiais, axiais ou mistas. As turbinas de *acção* operam a céu aberto, movidas através da presença de um ou mais injectores. Os três principais tipos de turbinas de *acção* são as turbinas *Pelton*, *Turgo* e *Cross-flow*.

3.2.2.1. Turbinas de Reacção

Neste tipo de turbinas, a água circula entre as pás variando a velocidade e a pressão. Esta pressão por não ser constante (menor à saída do que à entrada) obriga à variação da secção transversal aproveitando a energia presente na água (uma parte na forma de energia cinética e o resto na forma de energia de pressão). As turbinas de reacção orientam a entrada da água para a roda, distribuindo-a uniformemente em toda a periferia permitindo adicionalmente regular o caudal.

As turbinas de reacção e de acção apresentam alguns elementos em comum, tais como a câmara de entrada, o distribuidor, a roda móvel ou rotor e o difusor, representados na Figura 6.

As turbinas de reacção são constituídas normalmente, por uma evoluta ou espiral. Este órgão está localizado a montante do distribuidor alimentando-o de água. O difusor apresenta uma conduta

de secção progressivamente crescente e tem a finalidade de promover a recuperação parcial da energia cinética à saída do rotor. O distribuidor das turbinas de reacção é constituído por lâminas de secção pisciforme, denominadas directrizes. As directrizes são articuladas em torno de eixos e são geralmente, actuadas pelo anel de regulação. Consoante a abertura for maior ou menor entre directrizes, maior ou menor será o caudal admitido, respectivamente. O fabrico das directrizes é mais sofisticado devido ao facto da qualidade das lâminas ser elevada, pelo que a despesa extra associada é compensada pela elevada eficiência e pelas altas velocidades de rotação, obtidas em aproveitamentos de pequena escala, quando comparadas com turbinas de acção ^[4].

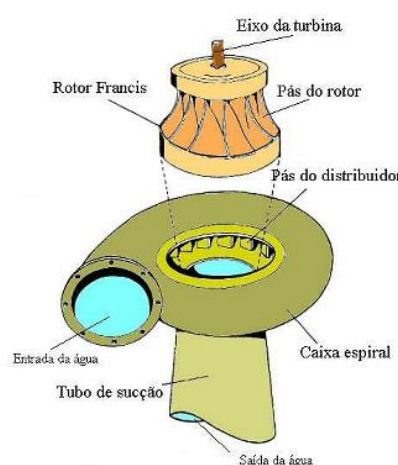


Figura 6- Órgãos de uma turbina de reacção (tipo *Francis*).

O facto das turbinas de reacção possuírem uma elevada velocidade de rotação representa uma vantagem, pois permite o acoplamento directo ao gerador e não necessitam de sistemas reguladores de velocidade. Como desvantagem surge associado o fenómeno de cavitação a este tipo de turbinas.

Em 1913, Victor Kaplan criou uma turbina que posteriormente foi denominada por turbina Kaplan. As turbinas *Kaplan* e *Hélice* estão associadas a caudais elevados e quedas reduzidas (entre 6 e 70 metros) e apresentam eficiências que podem alcançar os 94% ^[6].

São constituídas por uma câmara de entrada que pode ser aberta ou fechada, por um distribuidor e normalmente por uma roda com 6 pás. Se as pás forem fixas a turbina é do tipo *Hélice*. Se as pás forem móveis com a presença de um regulador a turbina é do tipo *Kaplan*. As turbinas *Kaplan* são reguladas quer através da acção do distribuidor quer com o auxílio da variação do ângulo de ataque das pás do rotor, conferindo-lhes uma grande capacidade de regulação. A Figura 7 representa a curva de eficiência de uma turbina *Kaplan*, *Pelton* e *Francis* para várias gamas de caudal, relativamente ao caudal nominal. Pode admitir-se que a cada posição da pá corresponde uma turbina hélice, pelo que uma turbina *Kaplan* mantém rendimentos aliciantes para regimes de funcionamento diferentes

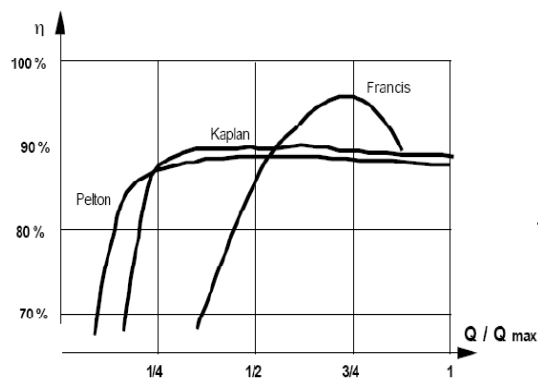


Figura 7- Curva da eficiência de uma turbina *Pelton*, *Kaplan* e *Francis* para várias gamas de caudal, em relação ao caudal nominal ^[15].

As turbinas Kaplan e Hélice têm normalmente o eixo vertical, mas podem existir turbinas deste tipo com eixo horizontal, as quais se designam por turbinas Bolbo. A Figura 8 representa uma turbina *Kaplan*.

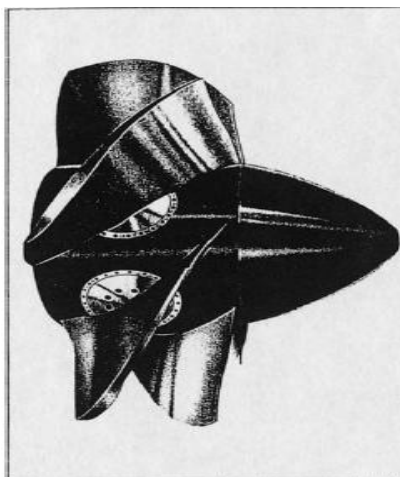


Figura 8- Turbina Kaplan ^[15].

A turbina axial é também conhecida como turbina propeller de pás variáveis, sendo usada em pequenas quedas. A entrada da água é regulada através da presença de palhetas directrizes. Variando a velocidade das pás do rotor simultaneamente, com as palhetas do distribuidor é possível alcançar rendimentos elevados com caudais volumétricos parciais.

Em 1849 James B. Francis criou a turbina Francis, sendo hoje o tipo de turbinas mais utilizados a nível mundial. As turbinas *Francis* estão associadas a caudais médios e quedas médias (normalmente, entre 20 a 900 metros) e apresentam eficiências que podem alcançar os 95% ^[6]. A forma e as dimensões das rodas variam com a queda. Para grandes quedas, o diâmetro de entrada da roda é bastante superior ao diâmetro de saída, sendo reduzida a componente axial da velocidade de água. Há medida que a altura de queda diminui, a componente axial vai aumentando, diminuindo o diâmetro de entrada em relação ao de saída ^[15].

Esta turbina é caracterizada por ter uma roda formada por uma coroa de alhetas fixas, constituindo uma série de canais hidráulicos que recebem a água radialmente e a orientam para a

saída do rotor numa direcção axial. É constituída por uma câmara espiral ou evoluta (podendo ser aberta ou fechada com uma forma de espiral) com a finalidade de garantir a uniformidade do escoamento à entrada do rotor em toda a sua periferia. É constituída por um distribuidor composto por uma roda de alhetas fixas ou móveis que regulam o caudal e o tubo de saída da água. O distribuidor permite, para além do controle da entrada de água, regular a potência mantendo a velocidade constante. O eixo das turbinas pode ser horizontal, vertical, e ainda inclinado em pequenas unidades ^[3]. O rotor de uma turbina Francis é constituído por pás encurvadas que alteram a direcção da trajectória, resultando a actuação de um binário sobre o rotor. As turbinas *Francis*, também designadas por hélico-centrípetas, apresentam uma componente axial pouco acentuada. A Figura 9 representa uma turbina *Francis*.



Figura 9- Turbina Francis ^[15].

Como se pode observar na Figura 10, que representa a curva de eficiência de uma turbina *Francis* para várias gamas de caudal, relativamente ao caudal nominal, esta apresenta rendimentos elevados quando o caudal instantâneo se aproxima do caudal nominal e rendimentos reduzidos para relações entre os mesmos menores que 0.4.

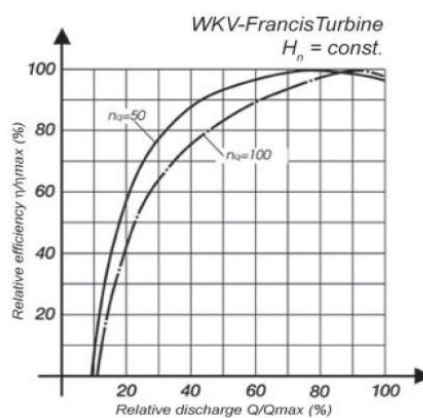


Figura 10- Curva de eficiência de uma turbina Francis ao longo de uma gama de caudais, relativamente, ao caudal nominal, para diferentes velocidades específica ^[15].

3.2.2.2. Turbinas de Acção

As turbinas de acção em comparação com as turbinas de reacção, são mais tolerantes a areias e outras partículas existentes na água. A sua estrutura permite uma maior facilidade de fabrico e melhor acesso em caso de manutenção. Encontram-se, simultaneamente, menos sujeitas ao fenómeno de cavitação embora, com elevadas quedas de altura, torna-se difícil evitar o fenómeno. Contudo, no presente caso de estudo, o problema das areias e outras partículas é inexistente uma vez que a água em causa é potável e livre de contaminantes. Uma das grandes desvantagens das turbinas de reacção é o facto de serem desadequadas para pequenas quedas.

As turbinas de acção compreendem essencialmente a roda e os injectores, cuja função é transformar a energia de pressão do escoamento em energia cinética e permitir a saída de jactos convenientemente orientados para a roda, onde nesta encontram-se as pás em forma de concha. O injector, através de uma válvula de agulha permite regular o caudal que actua sobre a roda, e deste modo regula a potência fornecida pela turbina ^[3].

Estas turbinas designam-se turbinas de acção porque utilizam somente a velocidade do fluxo de água para provocar o movimento de rotação.

A turbina *Pelton* foi concebida em 1879, por Lester Pelton. As turbinas *Pelton* estão associadas a caudais reduzidos e quedas elevadas (entre 100 e 1170 metros) e apresentam eficiências que podem alcançar os 90% ^[2]. A sua constituição física consiste numa roda circular que na sua periferia possui um conjunto de pás em forma de concha dupla, sobre os quais incide, tangencialmente, um ou mais jactos de água por um ou mais injectores, respectivamente. As pás tem esta forma por razões de simetria, evitando esforços axiais e zonas mortas no escoamento. O objectivo principal baseia-se em deflectir o escoamento em praticamente 180°, invertendo o sinal da sua quantidade de movimento. Na periferia da roda, as pás possuem um entalhe circular que se destina a evitar a interferência das pás com o jacto enquanto não atinjam ângulos relativos convenientes.

O movimento da agulha do injector é comandado por um regulador de velocidade. O injector é constituído por um deflector que, na presença de sobrevelocidades indesejáveis de rotação, permite desviar o jacto da roda, tornando, assim possível que o injector feche lentamente. O número de injectores está em função da orientação do eixo. Na presença de um eixo horizontal, o número máximo presente de injectores é dois. Se a turbina apresentar um eixo vertical pode possuir até seis injectores. ^[5] A velocidade de saída do jacto é dado por:

$$v_j = (2 \cdot k \cdot g \cdot H)^{1/2}, \quad (5)$$

para que o jacto seja eficaz convém que a velocidade de saída, v seja o maior possível, mostrando que este tipo de turbinas seja adequado para grandes quedas. O injector possui uma agulha cónica no seu interior que permite a regulação do caudal e condiciona também a forma do jacto, obrigando-o a ter um diâmetro uniforme no percurso entre a saída do injector e as pás.

A queda útil das turbinas Pelton equivale à carga a montante do injector, determinada a partir da cota do ponto em que o eixo do jacto é tangente a uma circunferência com eixo no centro da roda.

No caso de uma turbina ter mais do que um injector então a queda útil estima-se, ponderando a queda útil correspondente a cada injector pelo caudal respectivo ^[3]. A Figura 11 representa uma turbina *Pelton*.



Figura 11- Turbina Pelton ^[4].

Semelhante à turbina *Pelton*, surge a turbina *Turgo*, sendo mais eficiente e permitindo lidar com variações de caudal superiores. Neste, o jacto e as pás têm inclinações, normalmente de 20° , fazendo com que a água ao embater na concha dupla, sai-a no sentido contrário com a mesma inclinação. Deste modo existe a possibilidade de simultaneamente, lidar com grandes variações de caudal e gerar a mesma energia mecânica conseguida por uma turbina *Pelton* com o dobro do diâmetro. Contudo, a turbina *Turgo*, além de ser mais difícil de conceber que uma turbina *Pelton*, apresenta umas pás menos resistentes.

A Figura 12 representa o esquema de funcionamento de uma turbina *Turgo*

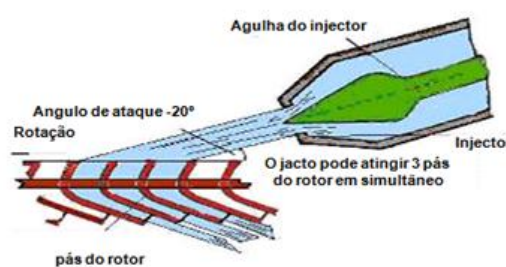


Figura 12- Representação do funcionamento de uma Turbina Turgo ^[22].

A turbina *Cross-flow* é usada, principalmente, na gama de baixas potências. O seu rendimento é inferior ao das turbinas de projecto convencional. No entanto, mantém num valor elevado ao longo de uma extensa gama de caudais. Uma vantagem adicional na utilização desta turbina consiste no seu desempenho favorável em condições de baixa queda. Esta turbina tem uma curva de eficiência muito constante, característica das turbinas de acção ou impulsão. O rendimento não varia muito com o caudal como se observa na Figura 13.

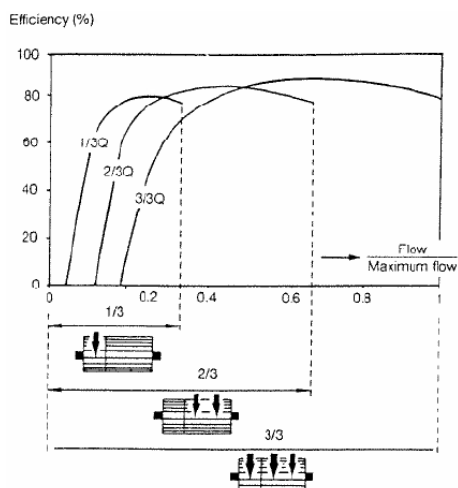


Figura 13- Curva da eficiência de uma turbina *cross-flow* para várias gamas de caudal, em relação ao caudal nominal ^[18].

Na existência de flutuações sazonais de caudais apresenta-se como uma excelente vantagem. Esta turbina é formada por um injetor de secção rectangular e um rotor constituído por uma roda com pás cilíndricas dispostas paralelamente ao eixo.

Uma outra vantagem inerente a este tipo de turbinas incide no seu fabrico. Uma vez que não apresentam procedimentos complicados. Esta turbina tem um custo inferior, relativamente às turbinas convencionais. Segundo BORGES E COSTA PEREIRA, 1995, os rendimentos deste tipo de turbina apresentam uma variação entre os 51% e 82%, valores inferiores aos obtidos pelas turbinas hidráulicas mais convencionais.

A Figura 14 representa o esquema global de uma turbina *cross-flow* e o respectivo princípio de funcionamento.

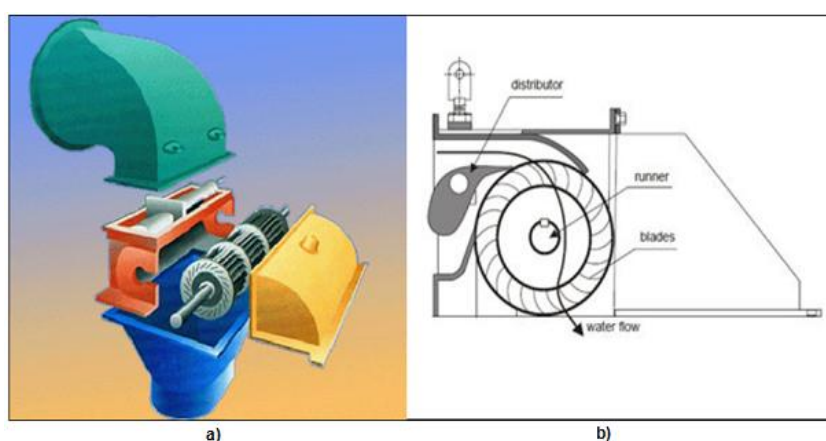


Figura 14- Esquema global de uma turbina *cross-flow* (a) e princípio de funcionamento (b) ^[15].

Apesar da Turbina Francis apresentar um maior rendimento, tanto a turbina Kaplan, Pelton e Cross-flow apresentam um rendimento mais constante ao longo da variação de caudal.

3.2.3. Rendimentos de vários tipos de turbinas

Ao atravessar a turbomáquina o fluido sofre uma evolução passando de um estado termodinâmico inicial para um estado termodinâmico final, cedendo energia. A evolução do fluido é geralmente adiabática. No entanto, não é isentrópica devido à existência de turbilhões e deslocamentos. Estes fenómenos são acompanhados por perdas de energia que dependem fundamentalmente da geometria da máquina. A máquina possuirá um rendimento maior quanto menor forem as perdas supra referidas. Para além das perdas hidráulicas mencionadas, tem que ser consideradas também as perdas mecânicas.

Em qualquer escoamento existem perdas de energia localizadas ou contínuas ao longo das condutas. As perdas de carga contínuas são devidas ao atrito das condutas no escoamento. As perdas de carga localizadas advêm de várias formas, entre as quais, alongamento brusco, contracção brusca, válvulas e cotovelos. A representação das linhas de energia num escoamento permite, facilmente, visualizar as perdas de energia do fluido ao longo do circuito.

A escolha da turbina tem que ser estudada, uma vez que esta implica um grande investimento monetário, permitindo assim uma correcta exploração energética da mesma.

No caso de barragens a turbina é primeiramente dimensionada recorrendo à curva de caudais[§] para um caudal nominal turbinado (Q_N)^[6]. O rendimento da turbina depende do caudal e como tal são impostos limites de exploração^{**}. Na Tabela 18 são representados os factores dos limites de exploração (α_1 e α_2) das turbinas em função do caudal turbinado.

Tabela 18- Factores de limite de exploração mínimos e máximos de algumas turbinas ^[16].

| Turbina | $\alpha_1=Q_{min}/Q_N$ | $\alpha_2= Q_{max}/Q_N$ |
|----------------------------|--|---|
| Pelton | 0,15 | 1,15 |
| Francis | 0,35 | 1,15 |
| Kaplan com dupla regulação | 0,25 | 1,25 |
| Kaplan com rotor regulado | 0,40 | 1,00 |
| Hélice | 0,75 | 1,00 |

Na curva de duração de caudais marcam-se os limites de exploração da turbina bem como o caudal de cheia (Q_c), acima do qual a queda é demasiadamente baixa e não é possível produzir energia. Para tal, ficam definidos os tempos t_0 , t_1 e t_2 , períodos de tempo para o caudal de cheia, o caudal máximo e o caudal mínimo de operação, respectivamente.

Eventualmente, caso se verifique economicamente rentável, podem ser aplicados mais grupos de turbinas, permitindo aumentar a exploração da central.

[§] curva média suportada por observações realizadas ao longo de vários anos, o seu significado será tanto maior, quanto maior for o período de tempo considerado, geralmente, é considerado um período de 30 a 40 anos

^{**} faixa admissível de operação em torno do caudal nominal, fora desta faixa a turbina é desligada, devido à insuficiência do rendimento

Analisando as curvas de rendimento em relação ao caudal ou em relação à queda, pode-se avaliar o comportamento da variabilidade de parâmetros característicos, assim como o correspondente ponto de máximo rendimento da turbina.

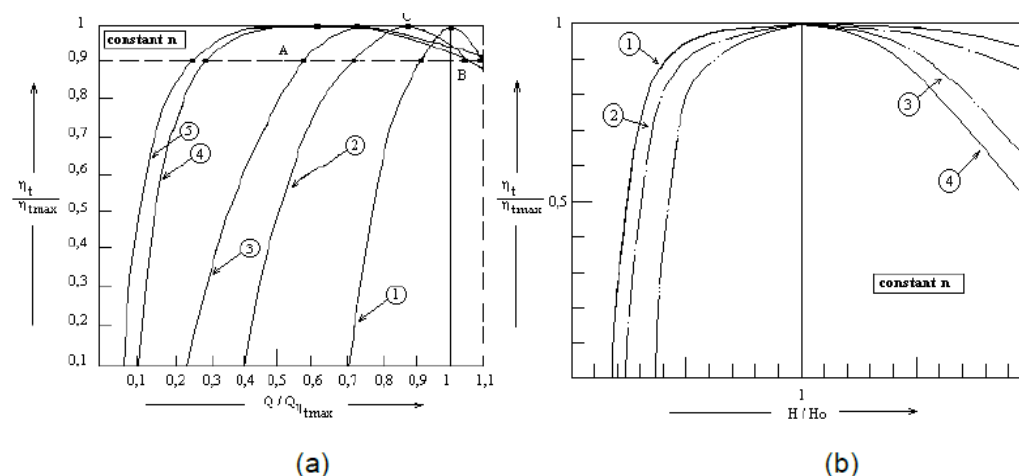


Figura 15- (a) curvas de rendimento de alguns tipos de turbinas em função do caudal para rotação constante: hélice-1, Francis Rápida-2, Francis Lenta-3, Kaplan-4, Pelton-5; (b) curvas de rendimento (η_t) em função da queda (H/H_0) [19].

De modo a analisar primeiramente o efeito no rendimento da turbina *Pelton*, variando-se o caudal, mantendo-se constante a altura de queda útil e o número de rotações. A velocidade do jacto não varia praticamente com a abertura do injector, pois esta depende unicamente da altura de queda útil. Contudo existe uma pequena variação, relativamente, às perdas de carga no injector. Quando o caudal se torna reduzido, verifica-se um aumento sensível das perdas de carga no escoamento ao longo das pás e também um aumento importante, percentualmente, quer das perdas mecânicas quer das perdas de água por fugas [3].

Como se pode verificar na Figura 15, as turbinas *Francis* rápidas e as turbinas hélice são desadequadas para laborarem com potências variáveis. Devido ao facto da turbina *Kaplan* possuir pás orientáveis, comporta-se como uma infinidade de turbinas hélice (de pás fixas) e, deste modo, a respectiva curva de variação do rendimento com o caudal constitui a envolvente das curvas relativamente às várias turbinas hélice, apresentando um patamar análogo ao da turbina *Pelton* [3].

Relativamente à variação do rendimento com a altura de queda útil e considerando constante a abertura do distribuidor, conclui-se que a diminuição deste é tanto maior quanto mais rápida for a turbina. De modo a que o rendimento não se reduza demasiado, a variação da altura de queda útil não deve ultrapassar o intervalo definido (máximo e mínimo) expressos em relação à altura de queda do rendimento óptimo, tal como se pode verificar na Tabela 19.

Tabela 19- Limites máximos e mínimos da variação da altura de queda útil em relação ao rendimento óptimo [3].

| Turbina | H_{max}/H_0 | H_{min}/H_0 |
|---------|---------------|---------------|
| Francis | 1,25 | 0,65 |
| Hélice | 1,10 | 0,90 |
| Kaplan | 1,25 | 0,65 |

Conclui-se que as turbinas tipo Kaplan, Pelton e Cross-flow são as mais adequadas para funcionarem com um caudal variável, devido à reduzida variação do rendimento. As turbinas tipo Francis são as mais adequadas para operar com rotação variável, uma vez que há pouca variação do rendimento. No entanto, quando estas turbinas operam fora das condições normais de funcionamento, as turbinas tipo Francis estão sujeitas a problemas relacionados com a formação de vórtice no núcleo do rotor, ou na conduta da restituição. A formação do vórtice representa uma dificuldade para a estabilidade do grupo e, também, pode contribuir para uma vibração mecânica. Outro problema associado é a cavitação à saída do rotor, devido à redução de pressão de água em relação à pressão de vapor. No entanto, se o caudal for menor que o caudal nominal, o rendimento da turbina diminui, assim como a potência hidráulica ^[4].

Na Figura 16 representam-se os limites compreendidos pelas diferentes turbinas supra abordadas.

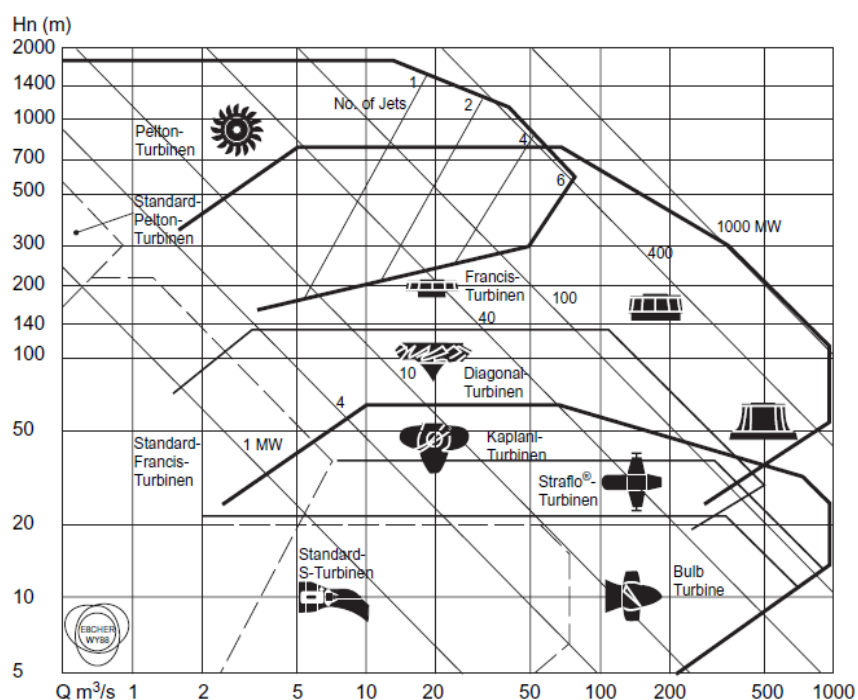


Figura 16- Campos de aplicação abrangidos por vários tipos de turbinas ^[4].

Se, para uma altura de queda útil superior a 800 metros ou inferior a cerca de 10 metros, só é aplicável, geralmente, a turbina *Pelton* ou *Kaplan*, respectivamente, existem intervalos de altura de queda útil nos quais se pode aplicar mais do que um tipo. Nestas situações, a escolha entre os tipos pré-seleccionados a partir da queda útil será feita pela consideração das vantagens e desvantagens associadas, relativamente, aos pontos de vista de funcionamento, de instalação e de manutenção, para cada tipo de turbinas, bem como as características exigidas para os alternadores. Como tal, a favor da turbina *Pelton*, relativamente à *Francis*, tem-se a possibilidade de fazer face a grande variação da potência sem baixar, sensivelmente, o rendimento; maior facilidade de evitar altas

sobrepressões; maior simplicidade de manutenção; e menores problemas postos pela abrasão provocada por partículas transportadas pela água. Por sua vez a turbina *Francis*, apresenta um menor espaço exigido, maior velocidade de rotação e rendimentos superiores para as potências elevadas. As turbinas *Kaplan* apresentam, relativamente às *Francis*, maior velocidade de rotação, um maior rendimento numa vasta variação de potência e da queda. No entanto, apresentam um custo acrescido (tanto relacionado com a turbina como obras de construção civil inerentes) ^[3].

O rendimento máximo está relacionado com os valores nominais, para qual a turbina foi projectada. Entre os parâmetros adimensionais possíveis, aquele que mais é utilizado para caracterizar uma turbina é um coeficiente designado por velocidade específica:

$$\Omega = \frac{(N.Q^{1/2})}{(g.H)^{3/4}}, \quad (6)$$

o valor de Ω corresponde ao ponto nominal, ao qual é definido o rendimento máximo, N representa a velocidade específica (em rad.s^{-1}) que deveria rodar a máquina para funcionar nas condições para uma altura, H , de 1 metro e para um caudal, Q , de $1\text{m}^3.\text{s}^{-1}$ (velocidade da máquina padrão). A Tabela 20 representa o coeficiente de velocidade específica para cada tipo de turbina.

Tabela 20- Coeficiente de velocidade específica para cada tipo de turbina ^[4].

| Tipo de Turbinas | | Ω | |
|------------------|---------------------|----------|--------|
| | | Mínimo | Máximo |
| Pelton | 1 jacto | - | 0,16 |
| | Superior a 2 jactos | 0,10 | 0,30 |
| Francis | Lenta | 0,26 | 0,50 |
| | Normal | 0,50 | 1,00 |
| | Rápida | 1,00 | 2,50 |
| Kaplan | | - | 5,5 |
| Hélices | | 1,70 | 3,0 |
| Axiais | | 0,25 | 1,8 |

O rendimento, η , de uma turbina é obtido através de uma equação empírica simplificada, obtida a partir da análise de um grande número de fabricantes de turbinas, operando a variadas condições de queda e de caudal ^[16]. Como tal, a equação geral para o rendimento da turbina pode ser dada por:

$$\eta = \left\{ 1 - \left[\beta_{\infty} \left| 1 - \alpha \frac{Q}{Q_N} \right|^x \right] \right\} \delta, \quad (7)$$

em que, β_{∞} representa o ângulo inerente ao escoamento relativo, α é o ângulo do escoamento absoluto, δ é o ângulo exacto de distorção, inerente ao ângulo de ataque das pás sobre o escoamento, x é o número de pás, Q é o caudal instantâneo que se escoar na turbina, Q_N representa o caudal nominal para o qual a turbina é projectada.

3.2.4. Elementos de Regulação de turbinas

As turbinas encontram-se, geralmente, acopladas a alternadores, girando com velocidades de rotação praticamente constantes promovendo uma pequena variação da frequência. O funcionamento deste grupo hidroeléctrico à velocidade de regime implica a igualdade da potência da turbina (potência motora) e da potência do alternador (potência resistente), admitindo um rendimento do alternador igual à unidade. A igualdade das potências é mantida pelo regulador de velocidade, actuando sobre o distribuidor, e por conseguinte sobre o caudal ^[3].

Pode definir-se a forma de variação da velocidade de regime permanente com a potência. A regulação é designada por *isócrona* quando a velocidade de regime é constante, independentemente, da potência, e por *estática* quando a velocidade de regime diminui para potências superiores. No caso da velocidade de regime aumentar com a potência, ocorrerá uma instabilidade e a passagem de um regime de funcionamento para outro tenderia a sofrer várias oscilações de velocidade com amplitude crescente ^[3].

Existem reguladores clássicos e electrónicos. Os reguladores clássicos consistem num taquímetro centrífugo, compreendendo dois pêndulos com esferas, articulados a um eixo vertical, girando à velocidade do grupo. Os reguladores electrónicos combinam as acções proporcional, integral e diferencial sobre a variação da grandeza que promove a regulação da velocidade, a abertura do distribuidor.

3.2.5. Cavitação

O fenómeno de cavitação é muito importante e tem que ser considerado, pois influencia no tempo de vida das turbinas bem como na sua eficiência.

Para um escoamento permanente e incompressível a equação de *Bernoulli* estabelece que a pressão decresce à medida que a velocidade aumenta. No caso do escoamento de líquidos a diminuição de pressão está limitada pela tensão de vapor do líquido, P_v , para a temperatura do escoamento. Ao atingir-se este determinado valor de pressão estática o fluido vaporiza-se formando bolhas de vapor. Estas bolhas serão transportadas pelo escoamento, existindo a possibilidade de atingir zonas onde a pressão é mais elevada condensando, instantaneamente. O desaparecimento do vapor promove uma cavidade no escoamento e o fluido tende a a preencher essa cavidade. O líquido proveniente de todas as direcções colide no centro da cavidade, gerando pressões locais demasiado elevadas. Este fenómeno descrito é denominado como cavitação ^[7].

A performance de cavitação das turbinas hidráulicas é dado pelo Coeficiente Thoma, σ , dado por:

$$\sigma = \frac{H_s}{H_e} = \frac{(P_a - P_v)}{(\rho g - z) H_e}, \quad (8)$$

onde, H_s representa a sucção positiva entre as diferentes altitudes, para evitar a cavitação, P_v , representa a tensão de vapor de água, σ representa a fracção da altura, H_e que é inviável para a produção de trabalho [3].

Para cada tipo de turbina e para cada valor da velocidade específica está associada um tipo de cavitação, tal como se pode verificar na Figura 17. No caso das turbinas e como a cavitação está associada a baixas pressões, considera-se que este fenómeno surge à saída do rotor. Para evitar este fenómeno de cavitação existem vários métodos passando pelo projecto, fabrico e manuseamento.

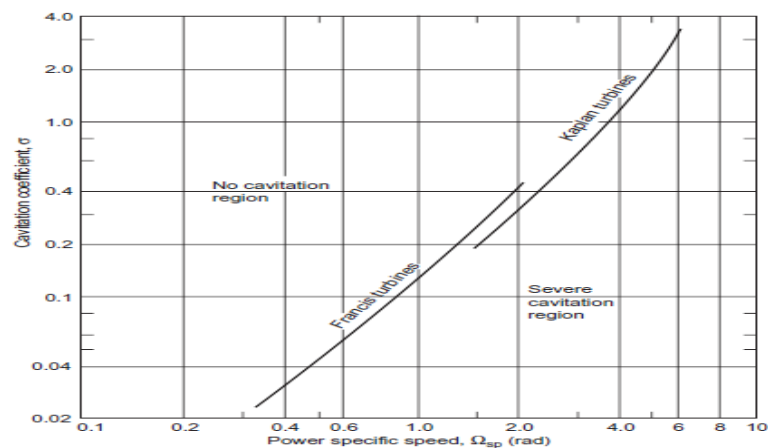


Figura 17- Variação da Cavitação crítica para a turbina Francis e Kaplan [4].

No projecto da turbina, as secções de passagem do fluido devem ser calculadas de modo a que a passagem do fluido não compreenda velocidades excessivas, próximo das condições nominais. No fabrico pode-se contrariar a cavitação através de dois processos:

- dando um bom acabamento às superfícies, evitando deste modo fissuras ou rugosidades;
- utilizando materiais que apresentam uma elevada resistência à cavitação (Ferro fundido, bronze, aço, aço inox, entre outros).

Adicionalmente, salienta-se que a respectiva altura de instalação deve ser adequada para as gamas de funcionamento previstas.

A Figura 18 representa um conjunto de cavitações possíveis que podem ocorrer nos sistemas considerados [7].

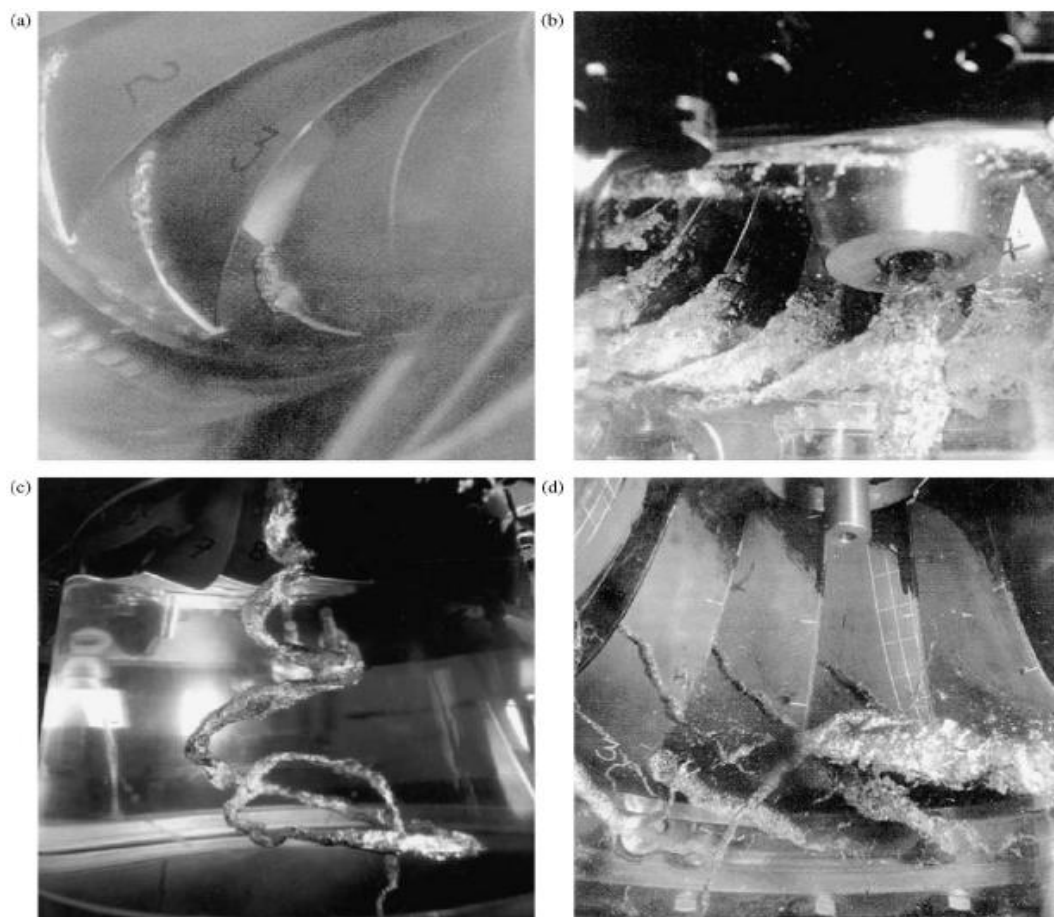


Figura 18- Diferentes tipos de cavitação: (a) cavitação na borda; (b) cavitação por bolhas; (c) cavitação por remoinho e (d) cavitação por vortex [7].

3.2.6. Microturbinas e bombas como turbinas

Às unidades de potências inferiores a 100 kW (ou 50 kW) reserva-se a designação de microturbinas [3]. A aplicação de microturbinas nos sistemas de abastecimento de água podem ser uma solução para aproveitar o excesso de energia disponível que outrora seria dissipado, através das válvulas redutoras de pressão (VRP). No entanto as microturbinas apresentam custos elevados comparativamente a bombas que podem funcionar como turbinas^{††}.

A Figura 19 representa as curvas características de desempenho de bombas e turbinas, caracterizando a variação da potência, queda útil e rendimento em função do caudal.

^{††} As bombas poderão funcionar ora como turbinas ora como bombas representando máquinas de fluxo reversível. Normalmente as bombas necessitam de consumir energia para desempenharem o seu funcionamento. No entanto a reversibilidade que a constitui permite com que esta funcione como uma turbina, cedendo energia.

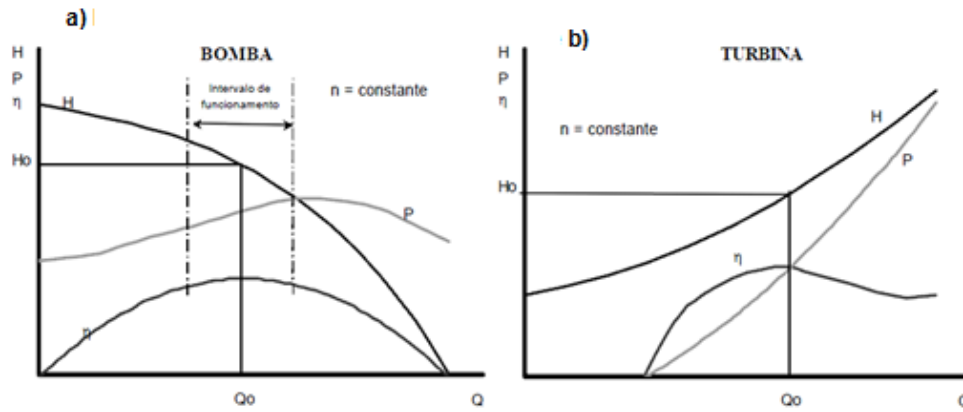


Figura 19- Curvas características do desempenho de: a) bombas como turbinas e b) turbinas com funcionamento normal ^[8].

Como se pode verificar na Figura 19 o intervalo de funcionamento das bombas abrange um menor caudal comparativamente com as turbinas. Nas turbinas, a potência a instalar aumenta proporcionalmente com a queda útil. No entanto, não implica um maior rendimento. Nas bombas existe uma relação ideal entre a queda útil e a potência, reflectindo-se no intervalo de funcionamento útil quando o rendimento é maior.

Com o objectivo de estudar o rendimento máximo alcançado por uma turbina em função de factores como a variação do caudal, altura de queda de água e colocação uma placa a montante do rotor, cito sucintamente, o estudo desenvolvido por Toshihiko Ikeda, Shouichiro Iio e Kenji Tatsuno ^[10], que, apesar de não estar relacionado directamente com o tipo de turbina Kaplan (relacionada com a presente Dissertação) não deixa de ser extremamente importante.

A Figura 20 representa o estudo da sensibilidade à utilização de uma placa em turbinas hidráulicas ^[10].

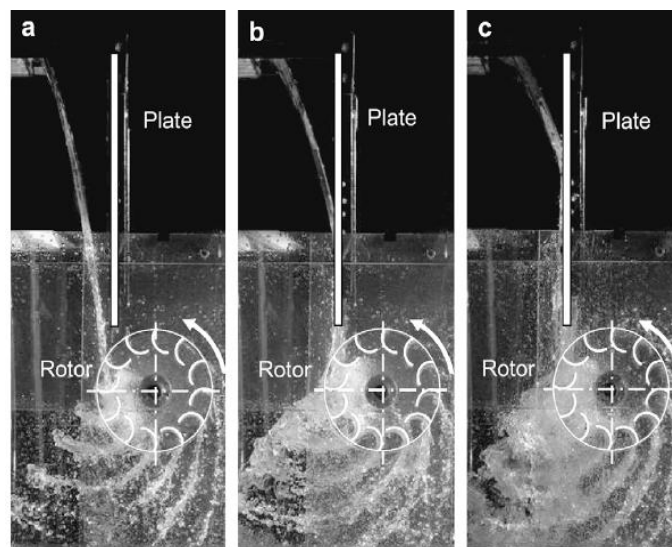


Figura 20- Visualização de imagens com a placa (a) $Q=1.0.10^{-3} \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$, (b) $Q=2.0.10^{-3} \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$, (c) $Q=3.5.10^{-3} \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$ ^[10].

Destas figuras, e de ^[10] chega-se à conclusão que sem a instalação de qualquer tipo de placa o rendimento máximo alcançado é de 58% para um caudal de $1 \times 10^{-3} \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$ e de 66% para um caudal de $3.5 \times 10^{-3} \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$ para um rotor localizado a uma distância óptima. Para tal, as pás do rotor fazem um ângulo de 30° com o local de saída da água a montante.

Com a instalação de uma placa vertical, sobre as pás do rotor sem alterar a posição do rotor quando o caudal volumétrico é $3.5 \times 10^{-3} \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$, o rendimento da turbina diminui de 66% para 53%, enquanto se mantiver o caudal de $1.0 \times 10^{-3} \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$ o rendimento da turbina mantém-se constante 58%. Para este caso quanto maior for o caudal, menor será o rendimento. A causa deriva do facto da energia presente na queda de água dissipar em parte ao colidir com a placa e, posteriormente, pelo atrito sofrido ao escoar pela placa.

Em todas as situações na Figura 21 a água dentro do rotor promove uma redução da eficiência, sendo tanto maior quanto maior for a presença de água, pois esta tende a abrandar o seu movimento de rotação. Nas situações referidas variou-se o caudal e a relação da velocidade de ponta, λ_i dada pela seguinte equação:

$$\lambda_i = \frac{(\pi \cdot D_r \cdot n \cdot \rho)}{60 \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_u}} , \quad (9)$$

onde D_r representa o diâmetro do rotor (em m), n representa a velocidade de rotação (em $\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}$), ρ representa a massa específica da água (em $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$), g representa a aceleração da gravidade ($9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$) e H_u representa a altura de queda útil (em m).

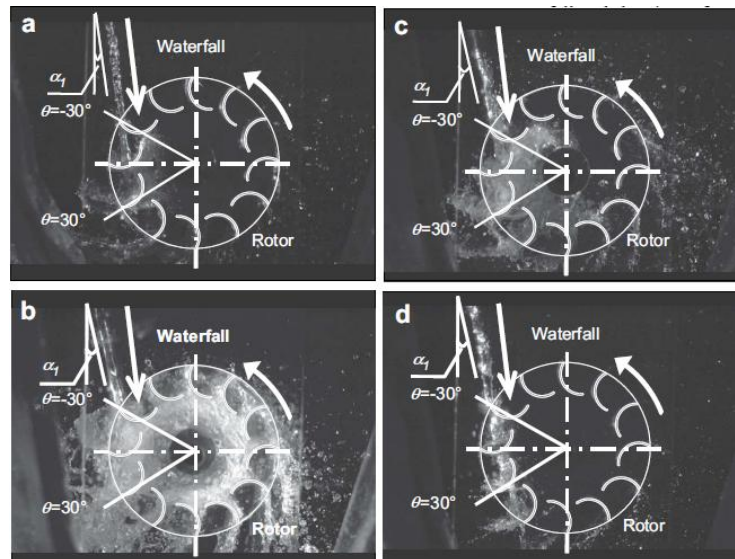


Figura 21- Efeitos dos escoamentos dentro do rotor sem a instalação da placa (a) $Q=1.0 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$; $\lambda_i=0,46$; $\eta=0,58$ (b) $Q=3.5 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$; $\lambda_i=0,34$; $\eta=0,40$ (c) $Q=3.5 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$; $\lambda_i=0,56$; $\eta=0,66$ (d) $Q=3.5 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$; $\lambda_i=1,00$; $\eta=0,06$ ^[10].

Na Figura 21(b) o excesso de água dentro do rotor promove uma diminuição do respectivo rendimento.

Os testes experimentais em turbinas não-laboratoriais concluíram que o rendimento decresce para cerca de um terço. Nestes, o rotor é afectado por condições naturais associadas à queda de água.

3.2.7. Descrição do Funcionamento das Turbinas Kaplan: Análise 1

A presente metodologia de cálculo do rendimento da turbina é a mais simples. Baseada no documento do RETScreen International, “*Clean Energy Project Analysis: RETScreen Engineering & Cases Textbook, Chapter, Small Hydro Project Analysis*”^[11].

A presente metodologia de cálculo do rendimento da turbina *Kaplan* inicia-se com a determinação do diâmetro de corrida, D_r (*runner diameter* – ver Figura 22), relacionada com o caudal nominal, Q_n para o qual é projectada a turbina, representado por:

$$D_r = 0,41 \cdot Q_n^{0,473} . \quad (10)$$

A velocidade de rotação, n depende da altura de queda útil, H_U que é representada por:

$$n = 800 \cdot H_U^{-0,5} . \quad (11)$$

Consequentemente, procede-se ao cálculo do pico de eficiência ajustado à velocidade de rotação, conseguida através de:

$$\hat{e}_n = \{(n - 170)/700\} . \quad (12)$$

O pico de eficiência é ajustado ao diâmetro de corrida e dado por:

$$\hat{e}_d = (0,095 + \hat{e}_n)(1 - 0,789 \cdot D_r^{-0,2}) . \quad (13)$$

No seguimento das equações anteriores, calcula-se o pico de eficiência da turbina, e_p dado por:

$$e_p = (0,905 - \hat{e}_n + \hat{e}_d) - 0,0305 + 0,005 \cdot R_m , \quad (14)$$

sendo que, R_m representa o coeficiente de fabrico e design da turbina, variando entre 2,8 a 6,1, onde por defeito costuma se considera 4,5.

Com base nas equações anteriormente referidas, calcula-se o pico de eficiência da turbina, e_q relativamente ao escoamento. Esta é dada por:

$$e_q = \left[1 - 3,5 \left(\frac{Q_N - Q}{Q_N} \right)^6 \right] \cdot e_p \quad (15)$$

3.2.8. Descrição do Funcionamento das Turbinas Kaplan: Análise 2

De acordo com a variação das propriedades do escoamento entre a entrada e a saída pode-se descrever cada um tipo das turbomáquinas. As simplificações efectuadas consistem em tornar possível valores médios das propriedades do escoamento na superfície de controle e assumir que as linhas de corrente do escoamento seguem, aproximadamente, o contorno das pás entre as quais se realiza o escoamento. Com base nestas hipóteses o estudo realizado denomina-se por *teoria unidimensional*^[12].

No estudo dos escoamentos é fundamental a análise das velocidades. São consideradas três tipos de velocidades, surgindo deste modo o *triângulo das velocidade*, dado por:

$$C = U + W, \quad (16)$$

em que, C representa a velocidade absoluta em que é medida por um observador fixo em relação ao estator da turbina, W representa a velocidade relativa em que é medida por um observador fixo em relação ao rotor da turbina, U representa a velocidade de transporte tangencial do observador móvel.

A determinação do triângulo de velocidades é conseguido através das seguintes equações, que permite o cálculo dos parâmetros nele referidos:

$$U = \pi \cdot n \cdot D_r, \quad (17)$$

a velocidade de transporte (m.s^{-1}) está relacionada com a velocidade de rotação (em rad.s^{-1}), n , e com o diâmetro de corrida da turbina (em metros), D_r , conhecido como *Runner Diameter*.

A velocidade de rotação para uma turbina Kaplan pode ser conseguida igualando a equação 6 com a equação 18, sendo que esta última representa o coeficiente de velocidade específica para uma turbina Kaplan. Esta velocidade é dada por:

$$\Omega = \frac{2,294}{H_u^{0,486}}, \quad (18)$$

onde H_u representa a altura de queda útil (em metros).

A Figura 22 representa uma turbina Kaplan evidenciando os diâmetros de corrida (*runner*) e do rotor.

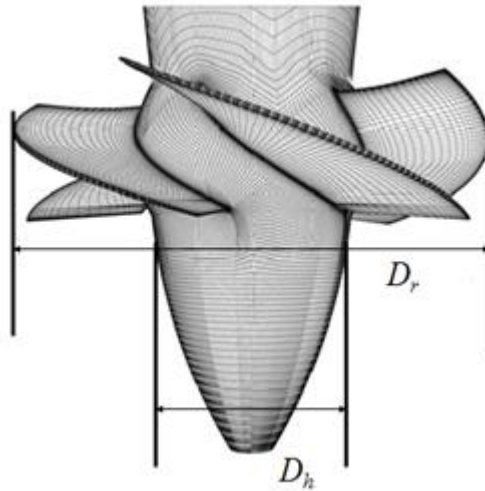


Figura 22- Design de uma turbina Kaplan ^[20].

O diâmetro de corrida, D_r , é dado por:

$$D_r = 84,5 \cdot (0,79 + 1,602 \cdot \Omega) \frac{\sqrt{H_n}}{60 \cdot n}, \quad (19)$$

onde Ω representa a velocidade específica, H_n corresponde à altura nominal (em metros) e n corresponde à velocidade de rotação (em rad.s^{-1}). Quanto maior for o diâmetro de corrida maior será a altura de queda da água resultando numa maior potência nominal da turbina.

$$D_h = \left(0,25 + \frac{0,0951}{\Omega}\right) \cdot D_r. \quad (20)$$

A velocidade absoluta (m.s^{-1}) é determinada através das equações 21 e 22, sendo dividida em duas componentes, consoante a altura. Estas equações são dadas por:

$$c_1 = \frac{g \cdot H_1}{U} \quad \text{e} \quad (21)$$

$$c_2 = \frac{g \cdot H_2}{U}, \quad (22)$$

onde H_1 e H_2 representam a altura de queda útil até à entrada e à saída da turbina (em metros), respectivamente como pode ser verificado na Figura 23,

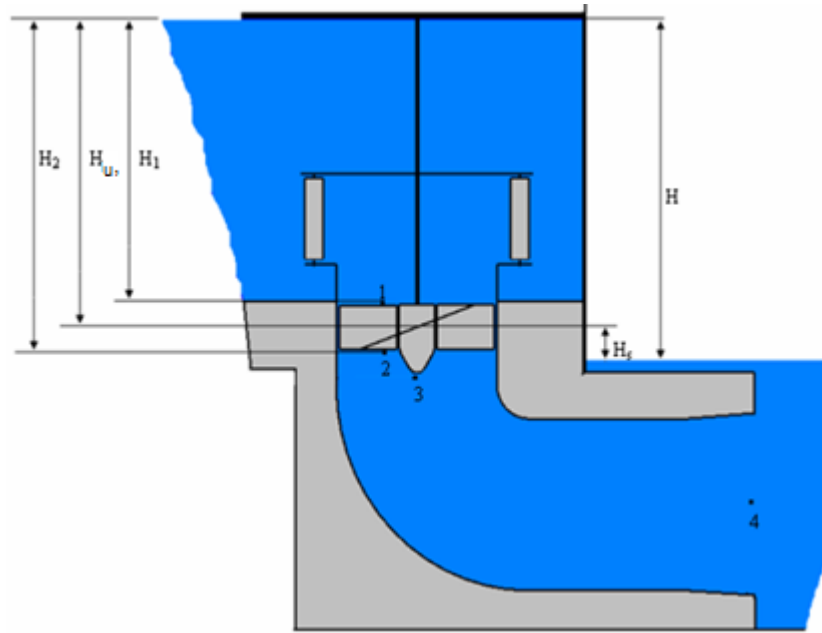


Figura 23- Turbina Kaplan e alturas inerentes ao respectivo funcionamento da turbina ^[12].

A Figura 23 apresenta a altura bruta, H , a altura de queda útil, H_u , a altura de queda à entrada da turbina, H_1 e a altura de queda à saída da turbina H_2 .

A velocidade relativa, w_u (em m.s^{-1}) pode ser determinada através das equações que dependem da velocidade absoluta, C , da velocidade de transporte, U e consequentemente da área de corte das pás da turbina:

$$W_{u1} = c_1 - U; \quad (23)$$

$$W_{u2} = c_2 - U; \quad (24)$$

$$W_{u\infty} = \frac{W_{u1} + W_{u2}}{2}; \quad (25)$$

$$W_m = \frac{Q}{A_\infty}; \quad (26)$$

$$A_\infty = \pi \cdot \left(\frac{D_r^2 - D_h^2}{4} \right); \quad (27)$$

$$w_1 = \sqrt{W_{u1}^2 - W_m^2} \quad (28)$$

$$w_2 = \sqrt{W_{u2}^2 - W_m^2}, \quad (29)$$

onde W_{u1} e W_{u2} representam a velocidade relativa relacionada com a altura de queda útil à entrada e saída da turbina, respectivamente, $W_{u\infty}$ representa a velocidade relativa relacionada com a altura de queda útil no ponto médio da turbina entre a entrada e saída do fluido, W_m representa a velocidade relativa no rotor, A_∞ representa a área média de corte das pás das turbinas e w_1 e w_2 representam a velocidade específica relativa à entrada e saída da turbina, respectivamente.

A Figura 24 representa esquematicamente o triângulo de velocidades, e outros parâmetros de interesse posterior, nomeadamente, para o cálculo do rendimento da turbina.

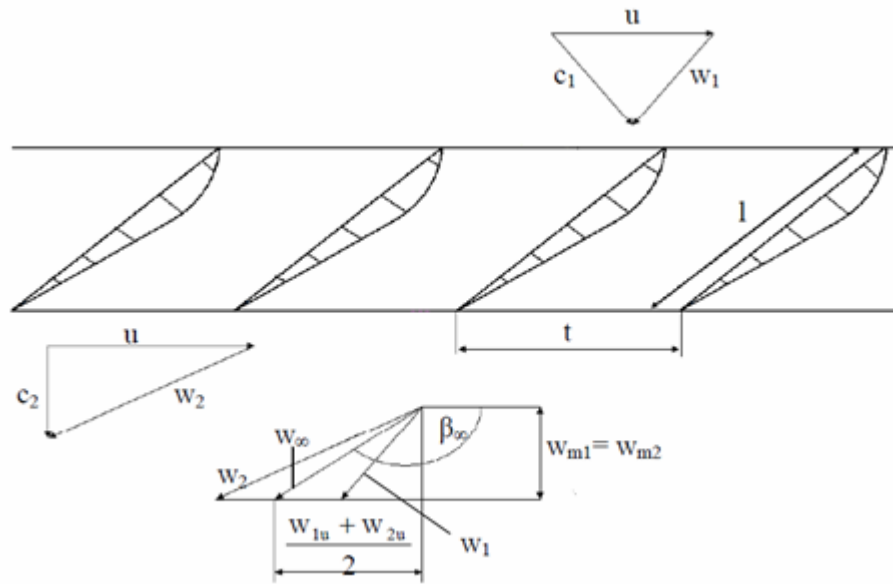


Figura 24- Representação de componentes do triângulo de velocidades de uma turbina ^[12].

O ângulo inerente ao cálculo do escoamento relativo, β_∞ também é fundamental para a determinação do rendimento da turbina. Este é conseguido através de:

$$\beta_\infty = \cos^{-1} \left(\frac{w_{u\infty}}{w_\infty} \right), \quad (30)$$

sendo que w_∞ é dado por:

$$w_\infty = \sqrt{w_{u\infty}^2 - w_m^2}, \quad (31)$$

onde representa a velocidade específica relativa no ponto médio da turbina entre a entrada e saída do fluido.

Salienta-se a importância da características das pás da turbina (ver Figura 24) onde l/t representa o rácio do comprimento das pás e distância das pás. Para o cálculo de l/t é necessário o cálculo do coeficiente de elevação nº1 ζ_a sendo este conseguido através das seguintes equações:

$$\zeta_a = \frac{w_2^2 - w_\infty^2 + 2.g.\left(\frac{p}{\gamma} - H_s - \frac{p_{\min}}{\lambda} - \eta_s \cdot \frac{c_3^2 - c_4^2}{2.g}\right)}{K.w_\infty^2}; \quad (32)$$

$$c_3 = \frac{Q}{A_3}; \quad (33)$$

$$A_3 = \frac{\pi.D_F^2}{4} \text{ e} \quad (34)$$

$$\frac{l}{t} = \frac{g.\eta_s.H.w_m.\pi.\cos(\lambda)}{w_\infty^2.u.\sin(180-\beta_\infty-\lambda).\zeta_a'}, \quad (35)$$

onde k representa o número de perfil característico que varia entre 2,6 e 3 consoante o fabricante, p a pressão, A_3 representa a área de corte das turbinas, c_3 representa a velocidade específica absoluta relacionada com a altura de queda útil, no ponto médio da turbina entre a saída e entrada do fluido e λ representa o ângulo de deslize que é pressuposto inicialmente entre 2,5 e 3°^[13].

O coeficiente de elevação nº2 ζ_A pode ser encontrado recorrendo à Figura 25.

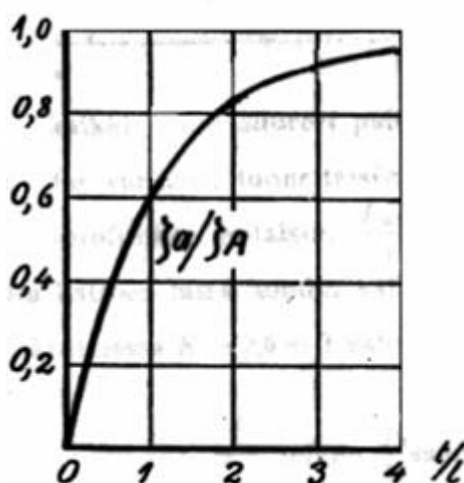


Figura 25- Relação entre coeficientes de elevação em função do inverso do rácio^[12].

Através da determinação do coeficiente de elevação nº2, é possível determinar o coeficiente de arrasto ζ_w na escolha de um determinado desenho de perfil da pá da turbina. A Figura 26 permite a determinação do coeficiente de arrasto.

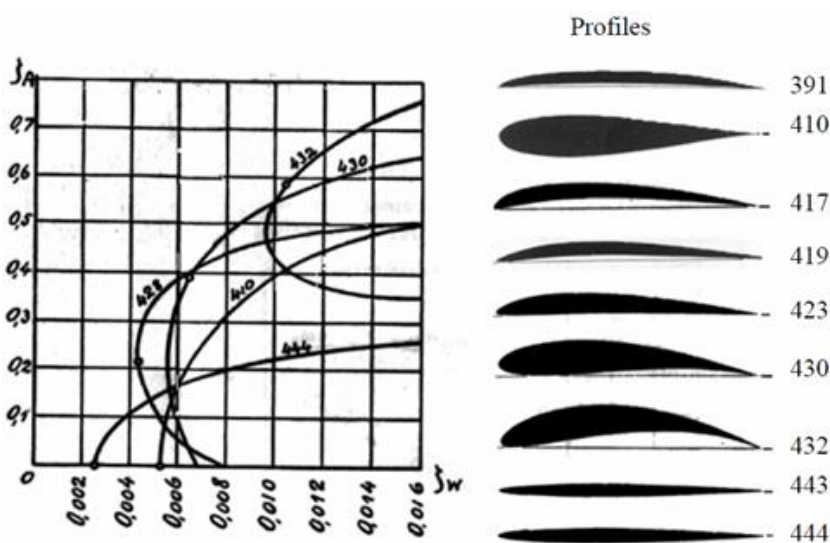


Figura 26- Coeficiente de elevação nº2 em função do coeficiente de arrasto, para diferentes desenhos de perfil das pás da turbina^[12].

Deste modo, é possível calcular o ângulo de deslize, λ (em °) dado por:

$$\lambda = \tan^{-1} \left(\frac{\zeta_w}{\zeta_A} \right). \quad (36)$$

O ângulo de ataque de uma turbina δ (em °) representa um ângulo aerodinâmico formado pela continuação de uma hipotética linha (linha que divide, verticalmente a pá da turbina em duas partes iguais) e a direcção do seu movimento relativo ao fluído. A Figura 27 permite a determinação do ângulo de ataque inerente ao perfil de desenho da pá da turbina escolhida previamente.

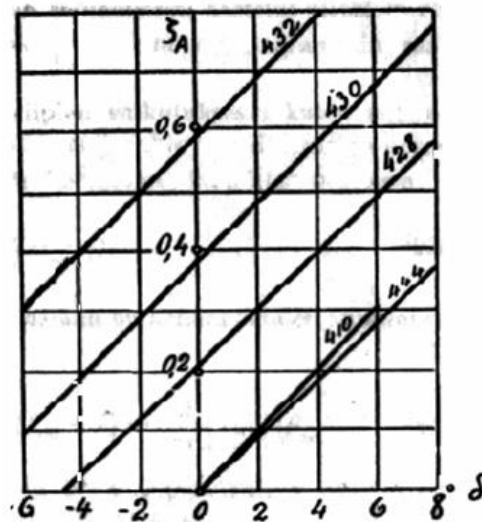


Figura 27- Ângulo de ataque para vários perfis de desenho das turbinas ^[12].

A Figura 28 representa o ângulo de escoamento relativo, o ângulo de ataque e o ângulo de deslize. O ângulo de deslize é representado na Figura 28 através um conjunto de forças associadas ao movimento, nomeadamente, a força axial F_a , a força tangencial F_t e a resultante das forças F_r . O ângulo de deslize é o ângulo compreendido entre a resultante das forças e a força de elevação, F_l .

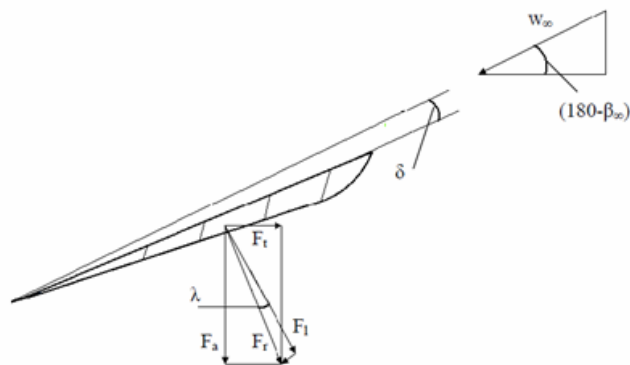


Figura 28- Representação da pá de uma turbina e ângulos inerentes ^[12].

3.2.9. Descrição do Funcionamento das Turbinas Kaplan: Análise 3

As propriedades do escoamento na superfície de controle permitem a possibilidade da representação dos seus valores médios, evitando deste modo os integrais que figuram as equações de conservação. As linhas de corrente do escoamento seguem o contorno das pás entre as quais se dá o escoamento. O estudo com base nestas hipóteses constitui a denominada *teoria unidimensional* [17].

A componente tangencial da velocidade absoluta (c_t) está associada à permuta de energia mecânica. A permuta de energia mecânica é dada por:

$$E = U_2 C_{2t} - U_1 C_{1t}. \quad (37)$$

A componente meridiana da velocidade absoluta (c_m) está associada à permuta de massa e além disso caracteriza o tipo de escoamento. Quando se trata de um escoamento axial a componente da velocidade absoluta é representada como componente axial (c_a). Por outro lado quando se trata de um escoamento radial a componente meridiana da velocidade absoluta é representada como componente radial c_r .

A Figura 29 representa o triângulo de velocidades e os componentes que o constituem.

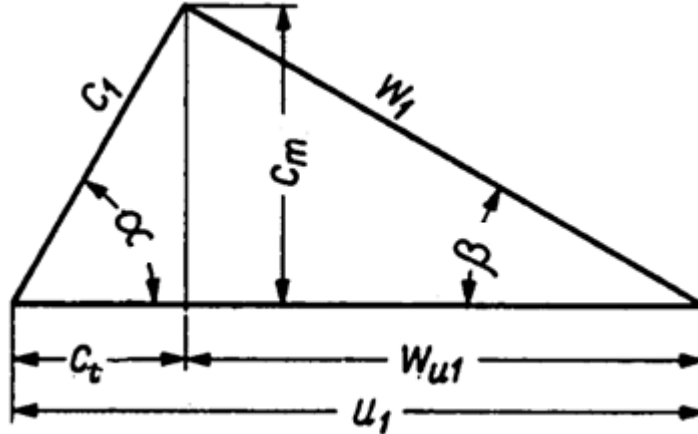


Figura 29- Triângulo de Velocidades.

Aplicando relações trigonométricas ao triângulo de velocidades com objectivo de determinar o rendimento da turbina e tendo em consideração que $c_t > 0$ e $\alpha < \pi/2$, segue-se:

$$C \cdot \sin(\alpha) = W \cdot \sin(\beta) = c_m; \quad (38)$$

$$C \cdot \cos(\alpha) = C \cdot \cos(\beta) + U; \quad (39)$$

$$c_m^2 = C^2 - C^2 \cdot (\cos(\alpha))^2; \quad (40)$$

$$c_m^2 = W^2 - (U - C \cdot (\cos(\alpha)))^2; \quad (41)$$

$$C^2 - C^2 \cdot (\cos(\alpha))^2 = W^2 - U^2 - (\cos(\alpha))^2 + 2 \cdot U \cdot C \cdot \cos(\alpha); \quad (42)$$

$$U \cdot C \cdot \cos(\alpha) = \frac{C^2 + U^2 - W^2}{2}, \quad (43)$$

onde aplicando à entrada e saída da turbina, respectivamente:

$$U_1 \cdot C_1 \cdot \cos(\alpha_1) = \frac{C_1^2 + U_1^2 - W_1^2}{2}, \quad (44)$$

$$U_2 \cdot C_2 \cdot \cos(\alpha_2) = \frac{C_2^2 + U_2^2 - W_2^2}{2}. \quad (45)$$

A 2ª forma da Equação de Euler é dado por:

$$H_{UR} = \frac{C_1^2 - C_2^2}{2g} + \frac{U_1^2 - U_2^2}{2g} + \frac{W_2^2 - W_1^2}{2g}, \quad (46)$$

onde a componente de transferência cinética é assim representada por $\frac{C_1^2 - C_2^2}{2g}$, a componente de transferência estática é representada por $\frac{U_1^2 - U_2^2}{2g} + \frac{W_2^2 - W_1^2}{2g}$, a componente resultante do efeito centrífugo é representada por $\frac{U_1^2 - U_2^2}{2g}$. A importância de cada componente anteriormente referida depende do tipo da turbina. No caso das turbinas *Pelton* a única componente de interesse é a de transferência estática.

Conhecida a altura de queda útil o rendimento hidráulico é dado por:

$$\eta_H = \frac{H_{UR}}{H_U} \text{ ou} \quad (47)$$

$$\eta_H = \frac{C_1 U_1 \cos(\alpha_1) - C_2 U_2 \cos(\alpha_2)}{g H_U}. \quad (48)$$

As velocidades específicas à entrada e à saída da turbina são definidas por:

$$C_1 = \frac{C_1}{\sqrt{(2 \cdot g \cdot H_U)}}; \quad (49)$$

$$C_2 = \frac{C_2}{\sqrt{(2 \cdot g \cdot H_U)}}; \quad (50)$$

$$u_1 = \frac{U_1}{\sqrt{(2 \cdot g \cdot H_U)}}; \quad (51)$$

$$u_2 = \frac{U_2}{\sqrt{(2 \cdot g \cdot H_U)}}; \quad (52)$$

$$w_1 = \frac{W_1}{\sqrt{(2 \cdot g \cdot H_U)}} \text{ e} \quad (53)$$

$$w_2 = \frac{W_2}{\sqrt{(2 \cdot g \cdot H_U)}}; \quad (54)$$

O rendimento hidráulico da turbina pode ser expresso do seguinte modo:

$$\eta_H = 2(c_1 u_1 \cos(\alpha_1) - c_2 u_2 \cos(\alpha_2)). \quad (55)$$

De modo a obter um rendimento hidráulico mais elevado o ângulo de saída das pás da roda, α_2 deverá ser igual a 90° , ou próximo. Quando α_2 é igual a 90° relativamente à horizontal o rendimento hidráulico simplifica-se da seguinte forma:

$$\eta_H = 2(c_1 u_1 \cos(\alpha_1)). \quad (56)$$

Para além do rendimento hidráulico o rendimento total da turbina contabiliza as perdas relacionadas com o caudal traduzindo-se no rendimento volumétrico ou de caudal, η_V (normalmente perdas entre 0,05 a 2,00%), perdas por atrito mecânico traduzindo-se no rendimento associado à mecânica η_m (normalmente perdas até 2,00%), e perdas relacionadas com a resistência do ar, η_r . Pelo que o rendimento total da turbina é representado por:

$$\eta_t = \eta_H \cdot \eta_V \cdot \eta_R \cdot \eta_m. \quad (57)$$

A Figura 30 representa ângulo de saída das pás da roda relativamente à horizontal (α_2).

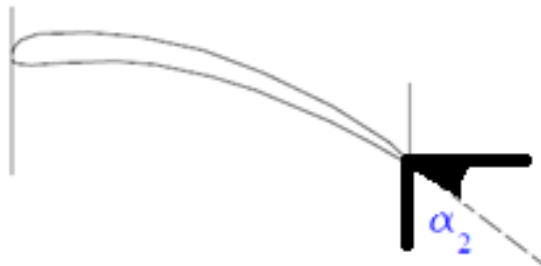


Figura 30- Representação do ângulo de saída das pás da roda de uma turbina Kaplan ^[17].

3.2.10. Descrição do funcionamento das Turbinas CrossFlow

A turbina *Cross-flow* apresenta uma determinação do rendimento mais simples do que a turbina *Kaplan*, podendo ser determinado através de:

$$e_q = 0,79 - 0,15 \left(\frac{Q_N - Q}{Q_N} \right) - 1,37 \left(\frac{Q_N - Q}{Q_N} \right)^{14}, \quad (58)$$

onde Q_N representa o caudal nominal para o qual foi projectada a turbina e Q representa o caudal instantâneo.

3.2.11. Produção de Energia Eléctrica

É fundamental a associação do grupo turbina-gerador ou microturbina-gerador com objectivo de transformar a energia de rotação em energia eléctrica.

A potência nominal do sistema pode ser dada por:

$$P_N = Q \cdot H \cdot g \cdot \rho_{\text{água}}, \quad (59)$$

Onde g representa a aceleração da gravidade ($9,81 \text{ m.s}^{-2}$), $\rho_{\text{água}}$ representa o peso específico da água (considerando que a água permanece a 4°C , correspondendo a 1000 kg.m^{-3}), H representa a queda bruta de água em metros (desnível entre montante e jusante) e Q representa o caudal (m^3s^{-1}).

A potência útil pode ser dada por:

$$P_U = \eta_T \cdot Q \cdot H_u \cdot g \cdot \rho_{\text{água}}, \quad (60)$$

onde η_T representa as perdas de carga do sistema e H_u representa a altura de queda útil.

A energia produzida pelo sistema é conseguida através do cálculo integral da potência útil entre um determinado intervalo de tempo. A energia produzida pelo sistema pode ser dada por:

$$E = \int_{t_0}^{t_1} \eta_T \cdot Q \cdot H_u \cdot g \cdot \rho_{\text{água}} \cdot dt \quad (61)$$

4. Descrição da Ferramenta Numérica

No desenvolvimento da presente ferramenta considera-se uma abordagem relativa ao “*Problema Inverso ou Indirecto*”. Isto é, determinadas as especificações para o escoamento (variáveis de entrada pelo utilizador), deseja-se calcular a geometria da máquina. Esta ferramenta abrange um intervalo de altura útil entre 3 e 90 metros. Com as especificações inerentes à instalação a ferramenta sugere a situação mais vantajosa para o local, em termos de produção de energia e venda da mesma. O presente capítulo apresenta a estrutura e construção da ferramenta numérica, bem como as variáveis que influenciam o desempenho do sistema.

4.1 Descrição Geral

A ferramenta numérica desenvolvida é uma ferramenta de simples execução que permite o manuseamento de qualquer utilizador. É uma ferramenta idealizada para novas cidades contudo também pode ser aplicada a cidades já edificadas.

A ferramenta numérica desenvolvida inicia os cálculos matemáticos quando são inseridas as variáveis de entrada, nomeadamente a altura de queda útil e as variáveis que permitem o cálculo do caudal. Posteriormente aos cálculos matemáticos desenvolvidos pela ferramenta, esta fornece os dados de saída englobando:

- a) a potência nominal da turbina (em kW);
- b) a energia anual produzida (em MWh/ano);
- c) o investimento global (em euros);
- d) o tempo de retorno (em anos);
- e) as receitas ao final de 25 anos (em euros);
- f) o rendimento máximo da turbina (em %),
- g) e as emissões de dióxido de carbono evitadas anualmente (em toneladas/ano).

Mediante as condições de entrada, os dados de saída da ferramenta numérica desenvolvida representam as melhores soluções possíveis para uma turbina *Kaplan* e para uma turbina *Cross-Flow*.

A Figura 31 representa um esquema sucinto do funcionamento da ferramenta numérica desenvolvida. As variáveis de entrada referentes às características da zona (altura de queda útil) e do aglomerado (variáveis que permitem a determinação do caudal) possibilitam o cálculo do consumo médio diário ao longo do ano. A ferramenta promove automaticamente a repartição do consumo diário ao longo de cada hora (ver Figura 2) dividindo o ano em três estações. As estações são representadas por a época de Verão (associada a caudais elevados), época de Inverno (associada a caudais reduzidos) e época intermédia (associada a caudais de valor intermédio quando comparado com as outras estações). A ferramenta numérica desenvolvida contempla 5 hipóteses:

- a) Hipótese 1 favorece o aproveitamento de caudais elevados.
- b) Hipótese 2 favorece o aproveitamento de caudais intermédios.
- c) Hipótese 3 favorece o aproveitamento de caudais reduzidos.
- d) Hipótese 4 favorece o aproveitamento de caudais intermédios com aplicação de um sistema *by-pass*.
- e) Hipótese 5 favorece o aproveitamento de caudais reduzidos com aplicação de um sistema *by-pass*.

O sistema *by-pass* permite o aproveitamento do caudal para o qual a turbina foi projectada em épocas cujo caudal ultrapassa o limite de exploração da turbina.

Posteriormente, a ferramenta fornece como dados de saída as melhores soluções relativamente às turbinas *Kaplan* e *Cross-Flow*. Adicionalmente são determinadas algumas características da geometria para a turbina *Kaplan*. Contudo, o cálculo destes parâmetros não é proveitoso para prever a viabilidade económica do investimento pelo que não será apresentado.

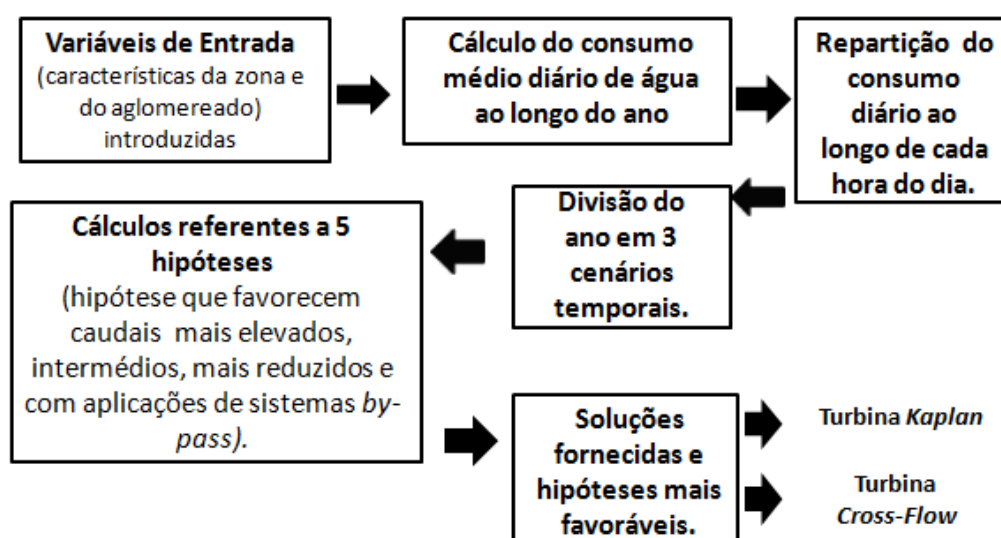


Figura 31- Esquema do funcionamento da ferramenta numérica desenvolvida.

4.2 Características do aglomerado - variáveis de entrada

Com objectivo de desenvolver uma ferramenta numérica de simples interpretação e permitir o manuseamento ao utilizador, apenas será necessário por parte deste fornecer informações relativas ao aglomerado e da zona.

Reportando ao sub-capítulo 2.2, onde é descrito os caudais inerentes aos aglomerados, indústrias e todos os consumidores relevantes de água, a Figura 32 demonstra as informações que o utilizador terá que solicitar à ferramenta.

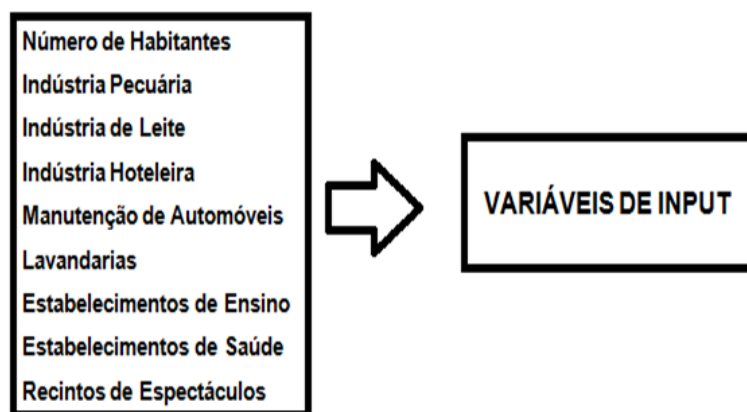


Figura 32- Esquema relativo às variáveis de entrada.

Na interface da ferramenta numérica o utilizador terá que fornecer a informação consoante as unidades descritas pelo RGSPDADAR, relativamente às variáveis solicitadas.

Posteriormente, o programa calcula os caudais relacionados com a informação supra solicitada mediante os factores de variação mensais (ver Tabela 13) e semanais (acréscimo de 30% no consumo de água durante o fim de semana).

4.3. Cálculo dos Dias Típicos

De forma a simplificar o processo de construção da ferramenta, optou-se pela divisão do ano em 3 estações:

- a) estação de Verão;
- b) estação de Inverno;
- c) estação intermédia.

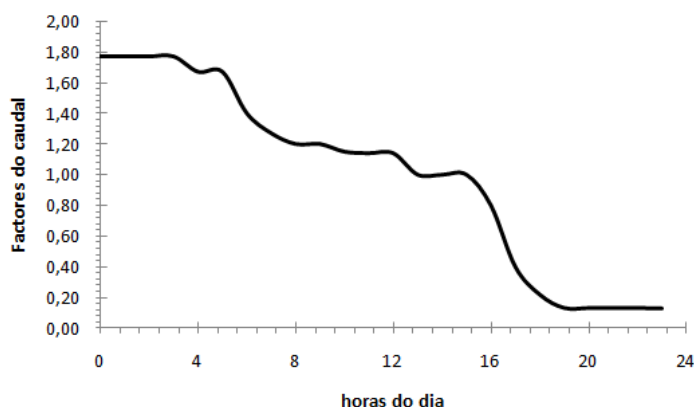
A Tabela 21 resume a simplificação realizada que permite *à posteriori* a obtenção de caudais de consumo de água associados às respectivas estações. Esta divisão permite a criação de três cenários para o qual a microturbina será projectada consoante o caudal nominal ideal.

Tabela 21-Síntese dos intervalos de tempo considerados na construção de um dia típico.

| Estação | Intervalo de tempo considerado | Dias Úteis | Dias F.S. |
|----------------|---------------------------------------|-------------------|------------------|
| Verão | Julho e Agosto | 44 | 18 |
| Inverno | Dezembro a Fevereiro | 62 | 28 |
| Intermédia | Março a Junho e Setembro a Novembro | 213 | |

O caudal inerente a cada estação representa a média dos caudais diários determinados relativamente ao intervalo de tempo considerado. As estações de Verão e de Inverno encontram-se subdivididas em dias úteis e dias de fim de semana (consumo maior de 30% relativamente aos consumos médios dos dias úteis). Na medida em que a estação intermédia abrange um intervalo de tempo maior cujo os factores de consumo variam entre eles, não existe necessidade da subdivisão de dias úteis e dias de fim de semana. Esta média é considerada válida uma vez que as variações mensais não são relevantes.

Para cada dia típico representativo de cada estação (seja útil ou não) o consumo de água varia ao longo do dia, tal como foi mencionado na Figura 2. Deste modo a ferramenta numérica dispõe de uma curva de caudal para cada dia típico com base nos factores horários de consumo, de forma decrescente tal como é representado na Figura 33. O objectivo desta curva consiste em facilitar os cálculos inerentes na ferramenta.

**Figura 33- Factores de consumo de água horários.**

Os factores de consumo explícitos da Figura 33 são factores multiplicativos do caudal médio diário relativos a cada dia do intervalo de tempo considerado (útil ou de fim de semana).

4.4. Hipóteses em estudo

A presente ferramenta destina-se à selecção de uma determinada turbina consoante a energia que esta produz anualmente e venda da mesma. Neste sentido e relembrando o exposto na

Tabela 18 e na Figura 7, a turbina *Kaplan* apresenta-se como a mais indicada para sistemas de abastecimento de água das turbinas convencionais. Uma vez que as pás variáveis conferem-lhe uma dupla regulação, esta turbina auferir um intervalo de funcionamento que permite abranger um maior aproveitamento energético, reflectindo-se num caudal mínimo de 25% e um caudal máximo de 125% do caudal nominal. No entanto, à medida que o caudal turbinado se afasta do caudal nominal para o qual a turbina foi projectada, menor será o rendimento, deixando de funcionar quando esta ultrapassa os limites de funcionamento. Contudo, a variação de rendimento não é muito significativa.

A presente ferramenta estuda cinco hipóteses de funcionamento das turbinas. A primeira hipótese consiste em projectar a turbina para um caudal nominal que favorece o aproveitamento hidroeléctrico nos dias de verão, nomeadamente nos fins de semana quando o consumo de água é maior. A segunda hipótese prevalece o aproveitamento energético, relativamente ao caudal associado à estação intermédia, enquanto a terceira hipótese prevalece o mesmo, relativamente à estação de inverno nos dias úteis. A quarta hipótese providencia um aproveitamento energético prevalecendo o caudal verificado na estação intermédia. Contudo, ao contrário das hipóteses supra mencionadas, esta permite que a turbina funcione em intervalos, cujo o caudal excede o seu limite de funcionamento para o qual foi projectada (como sucede no Verão). Esta hipótese só é possível através da divisão de caudal para outra conduta, através de um sistema by-pass, quando este ultrapassa o caudal nominal da turbina. A quinta hipótese é similar à quarta mas difere no caudal nominal projectado, uma vez que favorece o caudal que prevalece na estação de inverno.

A presente ferramenta já se encontra optimizada para o caudal nominal ao qual corresponde a maior de energia. Contudo, o utilizador pode configura-la para um novo caudal nominal.

4.5. Rendimento da Turbina projectada

O cálculo do rendimento da turbina foi conseguido através do exposto no capítulo 3, seguindo a metodologia de cálculo pelo *RETScreen*^[11]. Ao longo de cada dia típico considerado o caudal vai variando e consequentemente, o rendimento da turbina também. Deste modo para cada hora a ferramenta desenvolvida calcula o rendimento da turbina, permitindo a determinação da energia produzida ao longo desse dia e consequentemente, do ano. O rendimento da turbina será maior na época para qual foi projectada.

4.6. Parâmetros geométricos da Turbina *Kaplan*

O cálculo dos parâmetros geométricos da turbina *Kaplan* foi conseguido através do exposto no capítulo 3. Em função da altura de queda útil para cada hipótese é determinado o ângulo de ataque, o ângulo inerente ao escoamento relativo e o ângulo do escoamento absoluto para as condições nominais. São consideradas sempre um número de 6 pás do tipo 430 (ver Figura 26).

4.7. Energia Produzida

Considerando o cenário descrito na Tabela 21 e mediante o caudal nominal escolhido, a ferramenta calcula a energia produzida para uma determinada altura condicionada pelos dados de input relativos à zona e ao respectivo aglomerado.

A ferramenta calcula simultaneamente a potência nominal da microturbina a instalar. O tempo de retorno do investimento é calculado mediante o custo da turbina por kW de potência instalada, sem contabilizar os custos relacionados com a instalação de obra civil. Estes parâmetros podem ser alterados pelo utilizador. No entanto, apresentam custos de 2.000 euros por kW de potência instalada para a turbina *Cross-Flow* e 2.500 euros por kW para a turbina *Kaplan*.

O dinheiro que é possível rentabilizar com a microturbina é calculado através de uma tarifa bi-horária sugerida: 0.14 €/kWh das 8h às 20h, e 0.07 €/kWh das 20h às 8h.

5. Caso de Estudo Académico

Este capítulo representa os resultados obtidos para um caso de estudo com a utilização da ferramenta numérica, evidenciando possíveis infra-estruturas e funcionamentos do sistema. Para o caso de estudo foi seleccionado uma turbina *Kaplan* com menor potência nominal e caudais mais reduzidos. A turbina *Kaplan* é comparada com uma turbina *Cross-Flow*.

5.1 Descrição do caso de estudo

O presente caso de estudo não representa nenhum caso ou região em particular. Deste modo a metodologia pode ser generalizada sem por em causa a sua validação. Neste caso de estudo as principais características para a determinação da curva de caudais são descritas na Tabela 22. O presente caso de estudo é caracterizado por apresentar uma altura de queda útil de 30 metros. Apresenta um aglomerado de 32459 habitantes. Esta variável é das mais importantes e que mais contribui para os caudais estimados (ver Tabela 1). A presente zona é caracterizada por apresentar indústria pecuária com criação e abate de gado leiteiro, bovinos, ovinos, porcos, frangos, galinhas, perus, patos e gansos. Apresenta também restaurantes, hotéis, estabelecimentos de ensino e de saúde, bares, cafés, oficinas, lavandarias e recintos de espectáculos.

Através da introdução das principais características por parte do utilizador as Figuras 34, 35 e 36 representam os consumos horários ao longo de um dia típico de verão, intermédio e inverno, respectivamente. Pode ver-se nestas Figuras que os maiores consumos ao longo do dia ocorrem entre as 7 e as 9 horas e entre as 18 e as 20 horas, independentemente da estação do ano. Na época de verão e durante o fim de semana é atingido o caudal máximo de consumo de água do ano, perfazendo $0,264 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ e ocorre entre os intervalos de máximo consumo. Entre as 0 e as 4 horas verificam-se os consumos de água mais reduzidos. No inverno este consumo neste intervalo de tempo é de $0,01 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$.

Tabela 22- Características da zona em estudo.

| | | | |
|-------------------------------------|---------------------------------|--|-------|
| Altura de Queda Útil (m) | | | 30 |
| População (nº de habitantes) | | | 32459 |
| Instalação Pecuária | Nascimento e crescimento | Gado Leiteiro (nº) | 100 |
| | | Bovinos (nº) | 50 |
| | | Ovinos e Caprinos (nº) | 1000 |
| | | Esquinos (nº) | 1000 |
| | | Porcinos (nº) | 200 |
| | | Frangos, Galinhas e Perus (nº) | 10000 |
| | | Patos e Gansos (nº) | 100 |
| | Abate | Bovinos (nº) | 50 |
| | | Porcinos (nº) | 50 |
| | | Ovinos e Caprinos (nº) | 100 |
| | | Aves em geral (nº) | 1000 |
| Dormida | Hotel | Hóspedes (nº) | 50 |
| | Pensão | Hóspedes (nº) | 50 |
| | Hospedaria | Hóspedes (nº) | 50 |
| Restaurantes | | Área até 40 m ² (nº) | 13 |
| | | Área de 41 a 100 m ² (nº) | 1 |
| | | Área superior a 100 m ² (nº) | 2 |
| Bares e cafés | | Área até 30 m ² (nº) | 10 |
| | | Área de 31 a 60 m ² (nº) | 5 |
| | | Área de 61 a 100 m ² (nº) | 2 |
| | | Área superior a 100 m ² (nº) | 3 |
| Lavandarias | | Lavandarias a seco (nº) | 5 |
| | | Lavandarias (nº) | 5 |
| Oficinas | | Lavagem automática (nº) | 5 |
| | | Bombas de gasolina (nº) | 10 |
| | | Garagens e Estacionamentos cobertos (nº) | 10000 |
| Escolas e residências | | Alunos Externos (nº) | 1000 |
| | | Alunos semi-internos (nº) | 1500 |
| | | Alunos internos (nº) | 3000 |
| | | Pessoal não residente (nº) | 5000 |
| | | Pessoal residente (nº) | 5000 |
| Estabelecimentos de Saúde | Hospital | Camas (nº) | 200 |
| | Consultórios Médicos (nº) | | 7 |
| | Clínicas Dentárias (nº) | | 5 |

| | | | |
|---------------------------------|------------------------------------|---|---|
| Recintos de Espectáculos | Cinemas, teatros e auditórios | Área superior a 50 m ² (nº) | 3 |
| | Cabarés, Casinos e salões de baile | Área superior a 200 m ² (nº) | 2 |
| | Estádios | Área superior a 400 m ² (nº) | 1 |

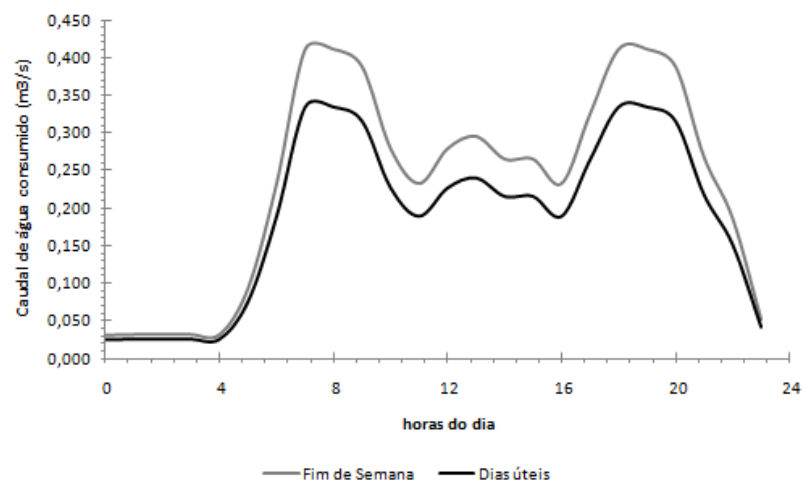


Figura 34- Consumo de água ao longo de um dia típico de Verão (Dias úteis e fins de semana).

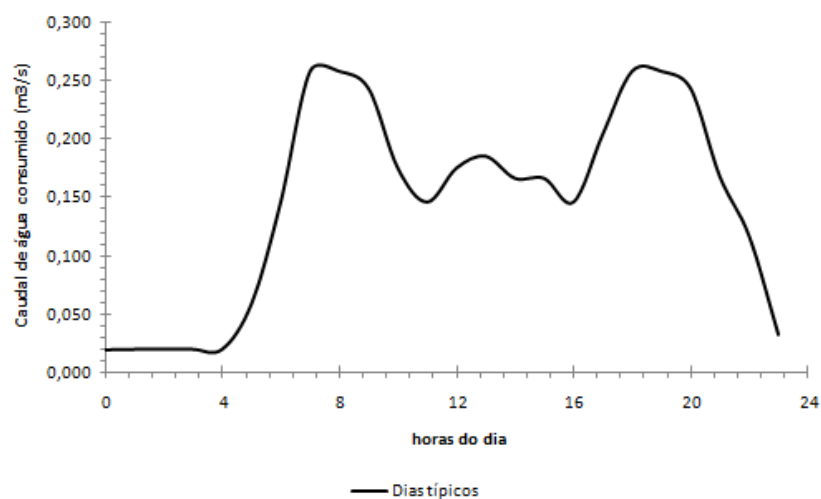


Figura 35- Consumo de água ao longo de um dia típico de época intermédia.

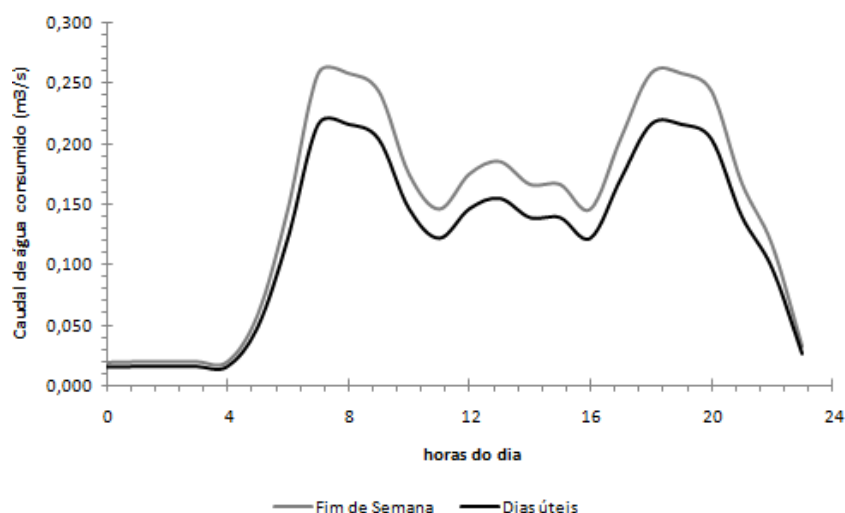


Figura 36- Consumo de água ao longo de um dia típico de Inverno (Dias úteis e fins de semana).

5.2 Resultados

A ferramenta numérica após realizar os vários cálculos associados à determinação do rendimento, ao longo de cada dia típico, fornece os resultados apresentados na Tabela 23. Foi considerado adicionalmente uma eficiência de 90% do gerador. As receitas representam o dinheiro conseguido ao final de 25 anos cuja tarifa é de 0,14 €/kWh entre 8 h e 20 h, e 0,07 €/kWh entre as 20 e 8 h.

Tabela 23-Resultados obtidos da ferramenta numérica para o caso de estudo académico, considerando a turbina Kaplan.

| Características | Hipótese 1 | Hipótese 2 | Hipótese 3 | Hipótese 4 | Hipótese 5 |
|--|------------|------------|------------|------------|------------|
| Caudal de dimensionamento (dm ³ /s) | 249 | 163 | 146 | 163 | 146 |
| Rendimento Máximo (%) | 89 | 89 | 89 | 89 | 89 |
| Altura de queda útil (m) | 30 | 30 | 30 | 30 | 30 |
| Potência Instalada (kW) | 65 | 43 | 38 | 43 | 38 |
| Produção de Energia (MWh/ano) | 208,89 | 220,03 | 215,81 | 220,31 | 215,91 |
| Emissões de CO ₂ evitadas (ton/ano) | 166,473 | 175,351 | 171,986 | 175,571 | 172,067 |
| Investimento global (euros) | 163.104 | 106.478 | 95.385 | 106.478 | 95.385 |
| Receitas (euros) | 288.781 | 369.505 | 371.474 | 370.104 | 371.638 |
| Tempo de retorno (anos) | 9,0 | 5,6 | 5,1 | 5,6 | 5,1 |

As hipóteses 4 e 5 permitem um aproveitamento de caudais quando estes ultrapassam os limites de exploração da turbina pela abertura de uma válvula (sistema *by-pass*) dividindo o caudal, e

possibilitando a recuperação energética. Este facto deve-se aos dias de verão serem caracterizados por um caudal elevado.

A uma altura útil de 30 metros a potência nominal a instalar deverá ser de 38 kW, pois trata-se da situação mais favorável a nível económico. Considerando 2.500 euros por kW de potência instalada no caso das Turbinas *Kaplan*, prevê-se um tempo de retorno de aproximadamente 5 anos. Com uma duração média de 25 anos este projecto permite uma receita de 372 mil euros, não considerando custos relacionados com a manutenção

Apesar da hipótese 4 ser aquela que apresenta uma maior produção de energia, na prática e mediante as considerações impostas, a hipótese 5 é aquela que apresenta um período de retorno menor e mais vantajosa economicamente.

Com objectivo de comparar a presente turbina dimensionada com outra turbina a Tabela 24 apresenta os resultados obtidos através da ferramenta numérica para uma turbina *Cross-Flow*. A razão pela qual a turbina *Cross-Flow* foi escolhida deve-se ao facto de esta turbina possuir uma variação de rendimento com a variação de caudal menor, quando comparada com a turbina *Kaplan*. Outra razão é por apresentar um custo de instalação inferior à turbina *Kaplan*. Por estas razões existe necessidade de prever qual das soluções será mais atractiva economicamente.

Tabela 24- Resultados obtidos da ferramenta numérica para o caso de estudo académico, considerando a turbina Cross-flow.

| Características | Hipótese 1 | Hipótese 2 | Hipótese 3 | Hipótese 4 | Hipótese 5 |
|--|---------------|---------------|---------------|---------------|---------------|
| Caudal de dimensionamento (dm ³ /s) | 249 | 163 | 146 | 163 | 146 |
| Rendimento Máximo (%) | 79 | 79 | 79 | 79 | 79 |
| Altura de queda útil (m) | 30 | 30 | 30 | 30 | 30 |
| Potência Instalada (kW) | 58 | 38 | 34 | 38 | 34 |
| Produção de Energia (MWh/ano) | 180,34 | 128,80 | 99,34 | 196,80 | 193,74 |
| Emissões de CO ₂ evitadas (ton/ano) | 143,722 | 102,643 | 79,165 | 156,837 | 154,403 |
| Investimento global (euros) | 115.736 | 75.905 | 68.082 | 75.906 | 68.082 |
| Receitas (euros) | 280.820 | 207.307 | 150.350 | 356.838 | 357.948 |
| Tempo de retorno (anos) | 7,3 | 6,7 | 7,8 | 4,4 | 4,0 |

A turbina *Cross-Flow* prevista para as mesmas condições de instalação (caudal e altura de queda útil) apresenta uma potência nominal de 34 kW, permitindo uma produção de energia eléctrica anual de 193,74 MWh traduzindo-se em 17.310 euros anuais, onde o tempo de retorno é de 4 anos. O tempo de retorno é inferior ao da turbina *Kaplan* visto que o seu custo inicial e a sua instalação são menores, de 2.000 euros por kW instalado. As receitas inerentes no final do tempo de vida da instalação previsto perfazem 358 mil euros, sem considerar os custos relacionados com a manutenção. Comparativamente à turbina *Kaplan* dimensionada apresenta uma receita inferior de

13.690 euros tal como se pode verifica na Figura 37. Saliencia-se que a Turbina Kaplan apresenta maiores riscos em termos de cavitação, pelo que pode representar um custo acrescido em termos de manutenção. Adicionalmente os dados relativos ao preço de instalação por kW são previsões de custos através de pesquisas realizadas.

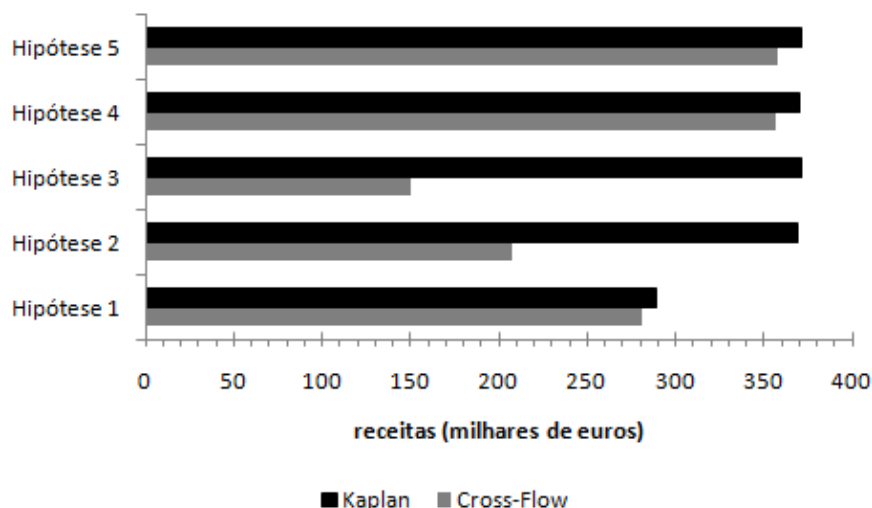


Figura 37- Receitas ao final de 25 anos para as 5 hipóteses relativas a cada tipo de turbina.

A Turbina *Cross-Flow* apresenta uma maior produção de energia na hipótese 4, contudo é economicamente mais vantajosa a hipótese 5.

Como se pode verificar na Figura 38, o sistema *by-pass* permite um maior aproveitamento de energia na turbina *Cross-Flow* quando comparada com a turbina *Kaplan*. Quando a turbina *Cross-Flow* é dimensionada para caudais reduzidos este efeito é ainda maior. Neste caso a hipótese 3 permite uma produção energética anual de 99,34 MWh e com a aplicação do sistema *by-pass* produz 193,74 MWh. Contudo, a turbina *Kaplan* produz mais energia em todas as hipóteses em estudo.

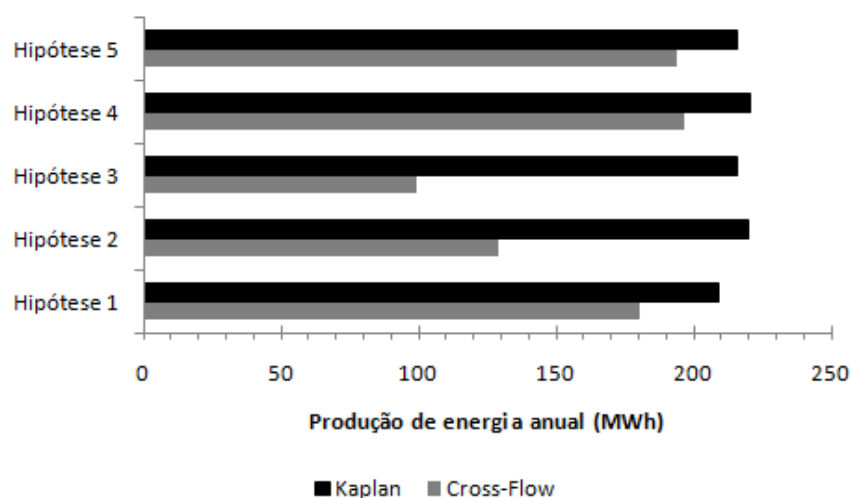


Figura 38- Energia produzida anualmente (MWh) para as 5 hipóteses relativas a cada tipo de turbina.

A hipótese 4, apesar de ser aquela que apresenta a maior produção de energia em ambas as turbinas dimensionadas, é aquela que apresenta um maior erro associado, pois prevalece o aproveitamento energético associado ao caudal determinado da época intermédia. Isto é, a época de verão e de inverno apresentam um erro médio menor, uma vez que os consumos nestas estações são constantes ao longo dos meses considerados (Julho e Agosto para o Verão e de Dezembro a Fevereiro para o inverno) tal como evidencia a Tabela 13. Por conseguinte, a época intermédia abrange vários meses com consumos diferentes e a média apresenta um erro maior. No entanto, considera-se que apesar do exposto é aquela que permite um maior aproveitamento energético, uma vez que o as variações dos consumos mensais não são consideráveis.

Outro desvantagem da hipótese 4 é face à hipótese 5, pois apresenta uma potência nominal maior conferindo menos vantagens económicas.

Na medida em que a turbina *Cross-Flow* foi considerada na ferramenta numérica por possuir uma variação de rendimento menor com a variação de caudal, quando comparada com a Turbina *Kaplan*, a Figura 39 e 40 representam a variação do rendimento da turbina *Kaplan* e *Cross-Flow*, respectivamente com a variação do caudal para cada dia típico das estações consideradas, relativamente à hipótese 4.

Tal como se pode ver a Turbina *Kaplan* apresenta um rendimento de 89%, superior ao conseguido pela turbina *Cross-Flow* que é de 79%. A turbina *Cross-Flow* consegue manter o seu rendimento sensivelmente constante por mais uma hora do que a turbina *Kaplan* ao longo do dia. Durante as horas de pequeno caudal a turbina *Cross-Flow* consegue produzir energia com um rendimento reduzido.

Os factores que estão associados a uma maior produção energética da turbina Kaplan, comparativamente à turbina *Cross-Flow* são:

- o elevado rendimento,
- dupla regulação das pás, entre 25% e 125% do caudal nominal.

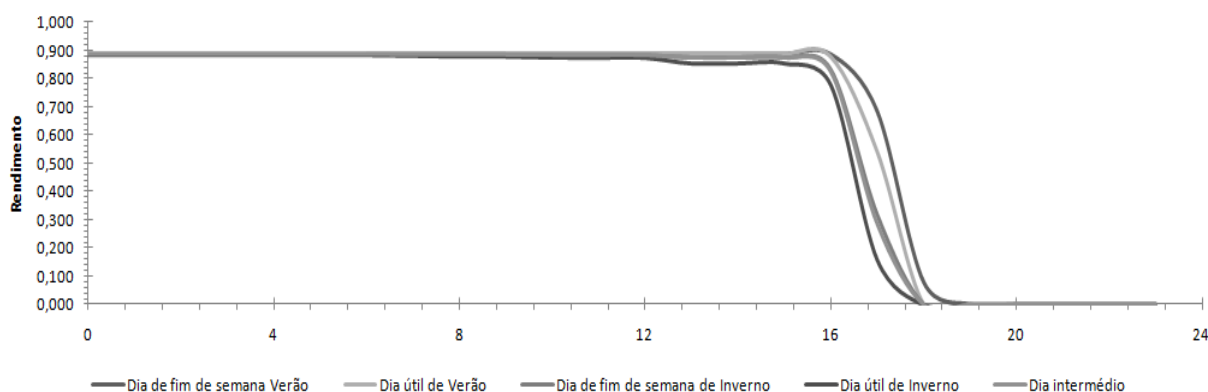


Figura 39- Variação do rendimento da Turbina Kaplan com a variação de caudal durante cada dia típico, relativamente à hipótese 4.

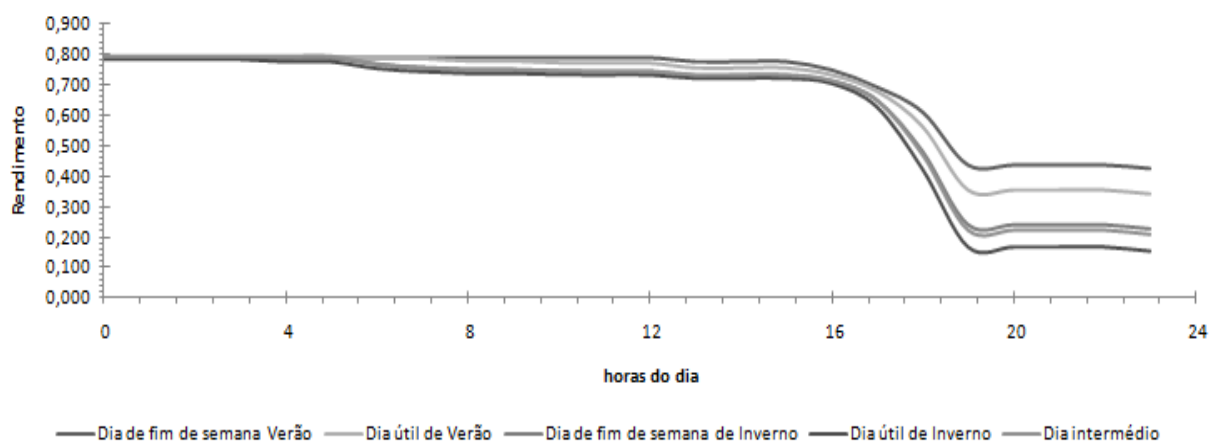


Figura 40- Variação do rendimento da Turbina Cross-Flow com a variação de caudal durante cada dia típico, relativamente à hipótese 4.

5.3 Infra-estruturas necessárias

Associado a este projecto são necessárias infra-estruturas. Uma hipótese para a constituição das infra-estruturas são:

- o reservatório final,
- a casa das máquinas.

A montante do reservatório encontra-se a casa das máquinas que possui o grupo turbina-gerador. O gerador deve estar acoplado por cima da turbina. A água ao passar pela turbina é encaminhada para o reservatório “zero”, situando-se na casa das máquinas, denominado “piso 0”. De seguida segue para um reservatório a jusante, o reservatório final que está disponível para abastecer a população. A presente descrição pode ser visualizada na Figura 41 bem como o sistema *by-pass*.

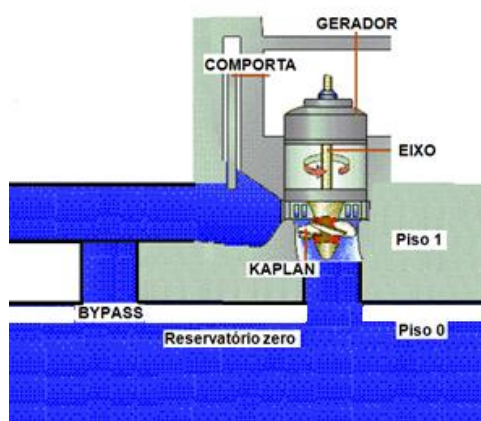


Figura 41- Funcionamento do sistema instalado na casa das máquinas.

6. Caso de Estudo Real – Projecto TERESA

O Em Portugal apenas existe um caso de uma central hidroelétrica que utiliza uma microturbina em sistemas de abastecimento, localizada em Oliveirinha, Aveiro. Neste capítulo, utiliza-se a ferramenta numérica desenvolvida para o caso da microturbina de Oliveirinha.

6.1 Descrição do caso real

O Projecto TERESA (Turbina de Energia Renovável em Sistema de Abastecimento) foi lançado pela Spheera – Produção de Energia, Lda. e pela Luságua – Serviços Ambientais, S.A. Um dos objectivos desta Dissertação é comparar e discutir os valores obtidos a partir da ferramenta numérica, com os dados solicitados do presente Projecto.

O objectivo inerente a ambos é a produção de energia eléctrica através de uma fonte hídrica, na rede de abastecimento de água potável sem colocar em risco a quantidade e qualidade da mesma.

A Spheraa iniciou os seus estudos em 2007 e em Janeiro de 2011 chegou à conclusão dos testes de funcionamento.

Os dados do Projecto da Central do Carvoeiro – Vouga encontram-se sucintamente expressos na Tabela 25, evidenciando as principais características^{††}.

^{††} Os dados referentes à produção de energia eléctrica e emissão de dióxido de carbono foram estimados pela Spheraa uma vez que este Projecto ainda não tem dados reais de produção, pois trata-se de um Projecto recente. Os dados relativos à turbina tais como eficiência e potência instalada foram cedidos pelo fornecedor da mesma.

Tabela 25- Descrição geral das características da Central do Carvoeiro - Vouga.

| Características | Resultados |
|--|------------|
| Caudal de dimensionamento (dm ³ /s) | 200 |
| Altura de queda útil (m) | 55 |
| Potência Instalada (kW) | 85 |
| Produção de Energia Estimada (MWh/ano) | 530 |
| Produção Equivalente (Agregados Familiares Médios) | 150 |
| Emissões de CO ₂ evitadas (toneladas/ano) | 200 |
| Investimento global (euros) | 250.000 |
| Rendimento Máximo (%) | 86 |

A central dispõe ainda de um sistema *by-pass* à conduta existente permitindo deste modo a possibilidade de reverter o circuito hidráulico para a sua configuração original. Adicionalmente, existe um dispositivo de gestão remota e controlo permanente dos parâmetros de abastecimento.

A Figura 42 representa uma fotografia exterior das instalações que envolvem o aproveitamento energético.



Figura 42- Foto das instalações ^[22].

Como se pode ver pela Figura 42 as presentes instalações são constituídas por dois reservatórios de abastecimento de água e por uma casa das máquinas onde se encontra o grupo turbina-gerador. A casa das máquinas situa-se entre os dois reservatórios.

As Figuras 43, 44 e 45 representam esquemas de instalação.

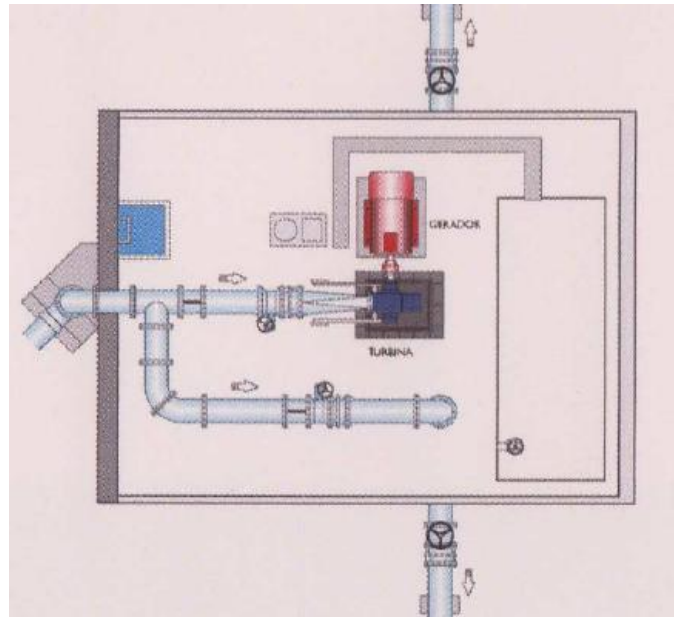


Figura 43- Perspectiva de cima do local da instalação da Turbina Crossflow ^[22].

As Figuras 43 e 44 evidenciam o sistema by-pass que garante o abastecimento da população na eventualidade de uma anomalia verificar-se na turbina. Depois da água passar pela turbina e promover o aproveitamento energético, esta é encaminhada para o reservatório situado abaixo da turbina, onde posteriormente segue para os reservatórios que se vêem na Figura 37.

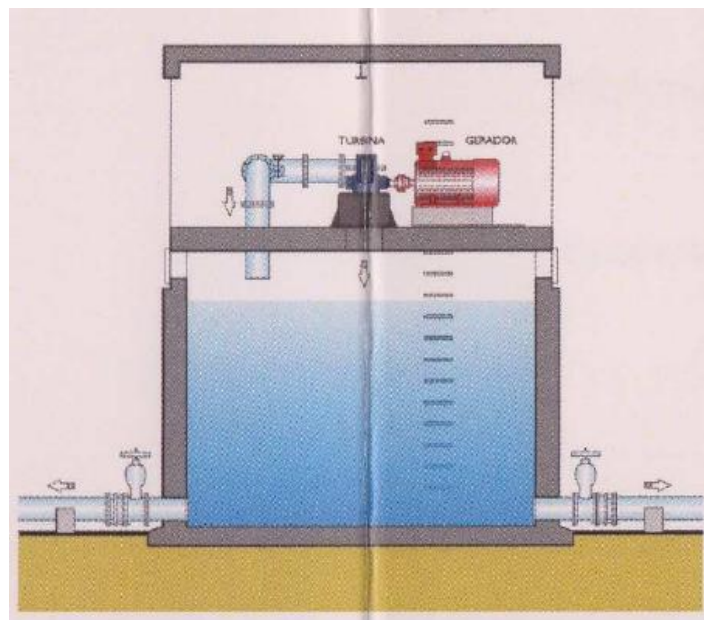


Figura 44- Perspectiva de lado evidenciando a distribuição para os reservatórios ^[22].

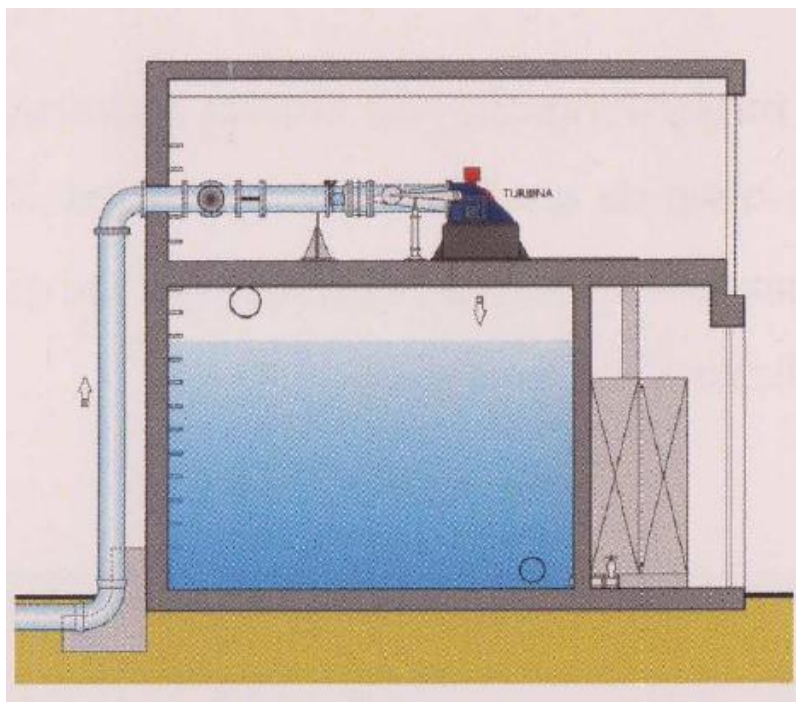


Figura 45- Perspectiva de lado evidenciando a produção de energia ^[22].

A Figura 45 representa o percurso da água até à turbina cross-flow e a posterior queda para o reservatório inicial. Note-se que a água sofre uma ligeira elevação antes de chegar à turbina conferindo uma adicional perda de carga.

6.2 Resultados obtidos na ferramenta numérica e comparação

Com objectivo de comparar os resultados do caso real com os resultados estimados da ferramenta numérica desenvolvida, os caudais nominais de projecto e a altura de queda útil são idênticos. Os valores de cálculo da energia produzida dependem, entre outros, da variação de caudal ao longo do dia, tal como foi referenciado na Figura 2.

Nesta secção apresenta-se a melhor solução obtida pela ferramenta numérica desenvolvida considerando quer uma turbina *Kaplan* quer uma turbina *Cross-Flow*. Considera-se um caudal nominal de $200 \text{ dm}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ e curvas convencionais de consumo (ver secção 5.1).

6.2.1 Solução Turbina Kaplan e Cross-Flow

Com objectivo de comparar os resultados obtidos na ferramenta numérica com o caso de estudo real, a Tabela 26 apresenta a produção de energia eléctrica anual estimada (MWh/ano), potência nominal (kW) e altura de queda útil (m).

Tabela 26- Soluções da turbina Kaplan para o caso de estudo real.

| Características | Hipótese 1 | Hipótese 2 | Hipótese 3 | Hipótese 4 | Hipótese 5 |
|--|-----------------------|-----------------------|-----------------------|-----------------------|-----------------------|
| Caudal de dimensionamento (dm ³ /s) | 388 | 244 | 204 | 244 | 204 |
| Rendimento Máximo (%) | 89 | 89 | 89 | 89 | 89 |
| Altura de queda útil (m) | 55 | 55 | 55 | 55 | 55 |
| Potência Instalada (kW) | 188 | 117 | 98 | 117 | 98 |
| Produção de Energia (MWh/ano) | 561,09 | 597,39 | 578,16 | 601,78 | 590,64 |
| Emissões de CO ₂ evitadas (ton/ano) | 447,162 | 476,087 | 460,759 | 479,856 | 470,707 |
| Investimento global (euros) | 469.376 | 292.932 | 244.963 | 292.932 | 244.963 |
| Receitas (euros) | 741.992 | 996.721 | 1.003.169 | 1.006.200 | 1.030.115 |
| Tempo de retorno (anos) | 9,7 | 5,7 | 4,9 | 5,6 | 4,8 |

As soluções expostas na Tabela 26 traduzem-se aquelas que são as mais vantajosas, comparativamente ao caso de estudo real. A hipótese 1, 2 e 4 não apresentam potências nominais na gama das microturbinas, pelo qual as outras são excluídas. A hipótese 5 apresenta-se como a mais vantajosa a nível económico, apresentando um tempo de retorno de 4 anos e 10 meses e ao final de 25 anos apresenta receitas de 1 milhão e 30 mil euros.

Comparando com os dados de projecto, esta turbina consegue produzir aproximadamente mais 61 MWh. Contudo o investimento inicial também é maior, uma vez que os 250 mil euros relativos ao projecto comportam também as infra-estruturas. O investimento global na Tabela 26 apenas tem em conta o custo do equipamento.

Com objectivo de comparar os resultados obtidos da ferramenta numérica desenvolvida com o caso de estudo real, toma-se o caso de uma turbina *Cross-Flow*. A Tabela 27 apresenta a produção de energia eléctrica anual estimada (MWh/ano), potência nominal (kW) e altura de queda útil (m).

Tabela 27- Soluções da turbina Cross-Flow para o caso de estudo real.

| Características | Hipótese 1 | Hipótese 2 | Hipótese 3 | Hipótese 4 | Hipótese 5 |
|--|-----------------------|-----------------------|-----------------------|-----------------------|-----------------------|
| Caudal de dimensionamento (dm ³ /s) | 388 | 244 | 204 | 244 | 204 |
| Rendimento Máximo (%) | 79 | 79 | 79 | 79 | 79 |
| Altura de queda útil (m) | 55 | 55 | 55 | 55 | 55 |
| Potência Instalada (kW) | 167 | 105 | 88 | 105 | 88 |
| Produção de Energia (MWh/ano) | 490,89 | 355,89 | 242,46 | 539,32 | 534,29 |
| Emissões de CO ₂ evitadas (ton/ano) | 391,212 | 283,628 | 193,224 | 429,807 | 425,802 |
| Investimento global (euros) | 334.084 | 209.603 | 175.644 | 209.603 | 175.644 |
| Receitas (euros) | 744.363 | 572.269 | 357.015 | 975.239 | 998.156 |
| Tempo de retorno (anos) | 7,7 | 6,7 | 8,3 | 4,4 | 3,7 |

Relativamente à produção de energia eléctrica e no presente contexto, a opção mais favorável é a número 4, conseguindo-se uma produção energética anual de 539 MWh. Esta turbina apresenta uma potência nominal de 105 kW, ultrapassando o limite das microturbinas. A hipótese 5 revela-se a mais vantajosa economicamente e o sistema *by-pass* neste tipo de hipóteses de turbinas torna-se fundamental, na medida em que o aproveitamento energético é muito maior do que nas turbinas *Kaplan*. Este facto pode ser verificado na Figura 46 que representa as receitas ao final de 25 anos e a energia produzida anualmente (MWh) para as 5 hipóteses relativas a cada tipo de turbina. A produção energética da turbina *Cross-Flow* é similar aos valores de projecto. As hipóteses 4 e 5 são as que apresentam receitas maiores devido à possibilidade de aproveitarem caudais nominais na época de verão através do sistema *by-pass*, bem como pelo facto de apresentarem potências nominais inferiores, traduzindo-se num menor investimento inicial.

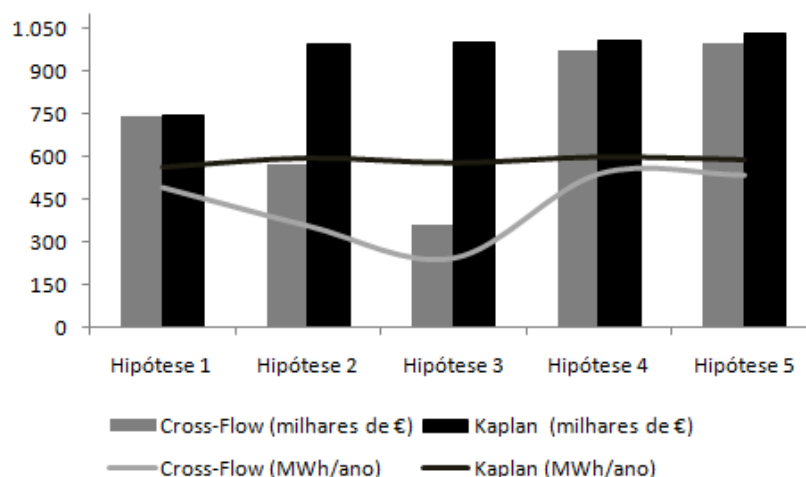


Figura 46- Receitas ao final de 25 anos e energia produzida anualmente para as 5 hipóteses relativas a cada tipo de turbina.

Aproximadamente 75.000 € foram destinados para as infra-estruturas no caso real, uma vez que os 175 mil euros são apenas investimentos relacionados com a turbina.

7. Conclusão

O presente capítulo termina a dissertação evidenciando as principais conclusões retiradas sobre a ferramenta desenvolvida e os casos de estudo. São também propostas perspectivas para trabalhos futuros.

7.1 Conclusões Gerais

A qualidade de água nos sistemas de abastecimento é uma necessidade indispensável para a sociedade, uma vez que as razões de protecção de saúde pública, imperativos legais cada vez mais restritivos e uma maior exigência por parte dos cidadãos (relação qualidade – custo) assim a reflecte. Associada às redes de abastecimento de água existe uma grande quantidade de energia que é dissipada. Esta energia pode ser aproveitada e convertida em energia eléctrica garantindo a qualidade da água e o abastecimento da população.

O presente trabalho tem como objectivo desenvolver uma ferramenta que permite através da análise do “*Problema inverso*” determinar as características da turbina, nomeadamente a geometria e potência nominal.

A presente ferramenta considera três intervalos temporais; época de verão, inverno, e intermédia, sendo esta a que apresenta um maior número de dias. Consequentemente, a época intermédia representa uma média do intervalo de tempo considerado. De forma a estudar estes três intervalos de tempo, projectou-se o caudal nominal que permite uma maior produção de energia. Para cada dia típico, a hipótese 1 prevalece caudais mais elevados que estão associados à época de verão, a hipótese 2 prevalece caudais intermédios que estão associados à época intermédia e a hipótese 3 prevalece caudais mais reduzidos que estão associados à época de inverno. As hipóteses 4 (época intermédia) e 5 (época de inverno) surgiram de modo a aproveitar energia que seria dissipada no verão devido ao excesso de caudal para o qual a microturbina foi projectada através da

implementação de um sistema de *by-pass*, garantindo, simultaneamente, o abastecimento da população.

A dificuldade na obtenção de orçamentos revelou-se um problema para a determinação do tempo de retorno do investimento. Contudo, o preço médio de instalação por kW de uma turbina Kaplan deve rondar os 2,5 mil euros, e o da Turbina Cross-Flow 2 mil euros. Neste contexto o caso de estudo académico apresenta um tempo de retorno de 5 anos, aproximadamente com a instalação da Turbina *Kaplan*, resultando receitas ao final de 25 anos de 372 mil euros, sem contabilizar eventuais manutenções. Ou seja depois de alcançado o tempo de retorno, o presente projecto para o caso de estudo académico permite receitas na ordem dos 19,5% do investimento por ano.

Relativamente ao caso de estudo real estimou-se que mediante a Turbina *Kaplan* apresenta um interesse a nível económico superior, contudo as desvantagens inerentes ao fenómeno de cavitação podem influenciar o estudo.

Ao longo das redes de abastecimento de água em Portugal existe uma grande dissipação de energia, quer pela utilização de válvulas redutoras de pressão, quer a montante dos reservatórios. As válvulas redutoras de pressão promovem uma diminuição de pressão nas redes de abastecimento para valores requeridos. Associada a essa diminuição de pressão existe uma dissipação de energia. As microturbinas podem simultaneamente garantir a pressão adequada da rede e produzir energia. Em locais estratégicos como a montante dos reservatórios existem outros pontos de dissipação de energia. Ao longo de todo o país existe um potencial energético e um mercado que podem ser explorados.

O tempo de retorno desta tecnologia varia entre 3 e 5 anos, dependendo do tipo de turbina, potência instalada e energia eléctrica produzida. As tarifas associadas a esta tecnologia são diferentes das tarifas da microgeração que envolvem receitas inferiores por kWh de energia produzida. Deste modo é de prever que este sistema de transporte/produção de energia esteja em condições de poder competir com as outras tecnologias existentes de produção de energia eléctrica. No entanto, são necessários apoios de ordem fiscal, regulamentar e institucional, para que se afirmem no mercado sem correr o risco de cair no esquecimento, como aconteceu na década de 80 aos painéis solares, devido à diminuição do preço dos combustíveis fósseis. No entanto, a crise dos anos 70 e a crise energética actual, evidencia a necessidade de apostas neste tipo de tecnologias e os rendimentos associados a este tipo de produção de energia são dos maiores a nível renovável.

A aplicação deste tipo de energia hídrica não apresenta impactes ambientais associados, contrariamente, às grandes instalações hidroeléctricas, como barragens na sua época de construção. Comparativamente, pequenas/micro/nano hidroeléctricas podem ser construídas em várias zonas com um custo bastante inferior.

7.2 Trabalhos Futuros

O presente trabalho pode fundir-se com trabalhos que estão a ser desenvolvidos no âmbito da optimização das redes de abastecimento de água, uma vez que a eficiência energética é um objectivo

em comum. A ferramenta numérica ao abranger manutenções relacionadas com o fenómeno de cavitação, permite um maior rigor na determinação do tempo de retorno. Numa visão mais futurista a integração da energia térmica através da tecnologia *Distric-Heating* e *Distric-Cooling* pode revelar-se outra forma de aproveitar energia que de outra maneira seria dissipada, convergindo para a eficiência energética, tal como sucede no norte da Europa. A integração desta tecnologia iria associar uma nova rede de água. Esta tecnologia permite adicionalmente a climatização de espaços interiores. Trata-se de uma tecnologia que depende da localização geográfica, factores climatológicos e densidade populacional ou zonas de elevado consumo.

7.3 Discussão sobre a Tecnologia em Portugal

Actualmente os problemas associados ao dióxido de carbono, quer ambientais, quer regulamentais promovem as energias renováveis e a eficiência energética. Contudo, a vertente económica também tem que convergir para estes interesses, caso contrário trata-se de um grande contra senso.

O problema das eólicas em Portugal é que o vento não é permanente, e grande parte da produção de energia eléctrica associada é durante à noite. Ou seja, as centrais eólicas estão a produzir energia quando não precisamos delas. Deste modo só faz sentido com a existência de barragens, onde a energia excedente é utilizada nas bombagens da água para montante das albufeiras, e assim existe uma integração na produção de energia eléctrica renovável. Deste modo o plano existente hidroeléctrico é mais para aproveitar energia, do que propriamente para produzir. Quando a energia excede o potencial hídrico instalado é vendida a Espanha, que apresenta um problema similar, existindo uma “mercadoria” energética em abundância, pelo que o preço de venda é muito reduzido.

Deste modo a aplicação da tecnologia das microturbinas em redes de abastecimento de água é extremamente lógica, uma vez que as pessoas para consumirem água, consomem electricidade, directamente associada ao bombeamento da mesma, e indirectamente nas horas de maior consumo. Durante a noite a produção de energia eléctrica é mínima, porque o consumo de água é mínimo. Na minha perspectiva é uma excelente medida de eficiência energética, contribuindo simultaneamente para a redução das emissões de gases que promovem o aumento do efeito de estufa, no âmbito da produção de energia eléctrica.

O petróleo e seus derivados, mais propriamente o gás natural apresenta vários problemas para além dos supra citados, nomeadamente os riscos geoestratégicos, não sucedendo o mesmo com o carvão, mas este emite mais dióxido de carbono. As energias renováveis são bestiais na medida em que não “emitem” (na fase de construção e desmantelamento existe sempre emissões associadas) dióxido de carbono, no entanto não se podem evitar as outras fontes de energia não renovável, de modo a garantir o abastecimento energético. Caso contrário, tem que se entra numa Era Nuclear, de modo a evitar a emissão de dióxido de carbono, caso o país necessite de mais energia.

Bibliografia

- [1] MARQUES, J.; et al; "Hidráulica Urbana – Sistemas de Abastecimento de Água e de Drenagem de Águas Residuais", Universidade de Coimbra, 2ªedição, Coimbra, 2009.
- [2] Dickenson, C.; "Valves, piping & pipelines Handbook", Elsevier, 3º edição, New York, 1999.
- [3] QUINTELA, A.C; *Hidráulica*, 10ª Edição, Fundação Calouste Gulbenkian, Lisboa, 2007.
- [4] DIXON, S.; et al; "Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery", Elsevier, 5ªedição, Liverpool, 2005.
- [5] MAYS, Larry W.; et al; "Water Resources Engineering", Wiley, 2005 Edition, Arizona, 2005.
- [6] PORTO, Rodrigo de Melo; "Hidráulica Básica", Publicação EESC-USP, 4ªedição, São Paulo, 2006.
- [7] KUMAR P.; SAINI R.; "Study of cavitation in hydro turbines – A review", Elsevier, Roorkee, 2009.
- [8] COVAS, D.; RAMOS, H. (1998) – "A Utilização de válvulas redutoras de pressão no controlo e redução de fugas em sistemas de distribuição de água". 8º Encontro Nacional de Saneamento Básico, Barcelos 27 a 30 de Outubro, 1998.
- [9] Ramos, H.; et al., "Available energy assessment in water supply systems." Available energy assessment in water supply systems. Lisboa : IST.
- [10] Ikeda, T.; Iio, S.; Tatsuno, K.; "Performance of nano-hydraulic turbine utilizing waterfalls", Shinshu, 2008.
- [11] RETScreen International, "*Clean Energy Project Analysis: RETScreen Engineering & Cases Textbook, Chapter, Small Hydro Project Analysis*", 2004.
- [12] FLASPÖHLER, T.; "Design of the runner of a Kaplan Turbine for small hydroelectric power plants", Tampere, 2007.
- [13] QUILISCH, A.; "Object Oriented Modelling and Simulation of Kaplan Turbines", Stockholm, 2008.
- [14] International Energy Agency, Key World Energy Statistics, Paris, 2009.
- [15] ROCHA, J.; "Metodologia de projecto de sistemas de produção de electricidade descentralizada baseados em Energia Hídrica", Porto, 2008.
- [16] Castro, Rui M.G., "Condições Técnicas da Ligação da Produção Descentralizada Renovável." 4 Fevereiro 2004.

[17] ALBUQUERQUE, R.; “Projecto de Turbinas Hidráulicas Axiais com Parametrização da Geometria, Equação de Equilíbrio Radial e Técnicas de Optimização”, Itajubá, 2006.

[18] “Good reasons for the Ossberger-Turbine”, Bayern, 2008.

[19] VIANA, A.N e ALENCAR; “Análise experimental de turbinas hidráulicas operando com rotação variável”, Dehli, 2006.

[20] SUBBARAO, V; “Hidraulic Analysis Kaplan Blanding”, Escola Federal de Engenharia de Itajubá, 1999.

[21] PEREIRA, J; “Projecto TERESA”, Oliveirinha, 2011.

Páginas Web:

[22] Site da Universidade Presbiteriana Mackenzie, acedido a 20/12/2010: <http://meusite.mackenzie.com.br/>

Anexos

Nomenclatura

Nomenclatura Latina

| | |
|-----------------------|--|
| A | Área |
| A₃ | Área de corte das pás das turbinas |
| A_∞ | Área média de corte das pás das turbinas |
| C | Capitação |
| C | Velocidade Absoluta |
| C₁ | Velocidade Absoluta relacionada com a altura de queda útil, à entrada da turbina. |
| C₂ | Velocidade Absoluta relacionada com a altura de queda útil, à saída da turbina. |
| C₃ | Velocidade Absoluta relacionada com a altura de queda útil, no local relativo à área de corte das pás da turbina |
| C₄ | Velocidade Absoluta relacionada com a altura de queda útil, tomada como um pressuposto no cálculo do rendimento da turbina |
| c_t | Componente tangencial da velocidade absoluta |
| c_m | Componente meridiana da velocidade absoluta |
| c_a | Componente axial da velocidade absoluta |
| c_r | Componente radial da velocidade absoluta |
| c₁ | Velocidade específica absoluta à entrada da turbina |
| c₂ | Velocidade específica absoluta à saída da turbina |
| D_e | Diâmetro total de corte das pás das turbinas |
| D_i | Diâmetro da zona posterior às pás das turbinas |
| E | Energia |
| F_a | Força axial |
| F_t | Força tangencial |
| F_r | Força resultante |
| F_l | Força de elevação |
| f_{dp} | Factor de ponta |
| g | Aceleração da gravidade |
| H | Altura de queda bruta |

| | |
|---------------|--|
| H_u | Altura de queda útil nominal |
| H_1 | Altura de queda útil à entrada da turbina |
| H_2 | Altura de queda útil à saída da turbina |
| h | Entalpia |
| n | Velocidade de rotação |
| k | Número de perfil característico |
| P_N | Potência Nominal |
| P_U | Potência Útil |
| p | Pressão |
| Q_c | Caudal de cheia |
| Q_{max} | Caudal máximo |
| Q_{med} | Caudal médio |
| Q_{min} | Caudal mínimo |
| Q_{pd} | Caudal de ponta |
| R_m | Coefficiente de design e fabrico da turbina Kaplan |
| t_0 | Período de tempo ao qual corresponde o caudal de cheia |
| t_1 | Período de tempo ao qual corresponde o caudal máximo |
| t_2 | Período de tempo ao qual corresponde o caudal mínimo |
| U | Velocidade de Transporte |
| u_1 | Velocidade específica de Transporte à entrada da turbina |
| u_2 | Velocidade específica de Transporte à saída da turbina |
| v | Velocidade |
| W | Velocidade Relativa |
| W_{u1} | Velocidade Relativa relacionada com a altura de queda útil, à entrada da turbina |
| W_{u2} | Velocidade Relativa relacionada com a altura de queda útil, à saída da turbina |
| $W_{u\infty}$ | Velocidade Relativa relacionada com a altura de queda útil, no ponto médio da turbina entre a saída e entrada do fluído. |
| W_m | Velocidade Relativa no rotor |
| w_∞ | Velocidade específica Relativa no ponto médio da turbina entre a entrada e saída do fluído. |
| w_1 | Velocidade específica Relativa à entrada da turbina |
| w_2 | Velocidade específica Relativa à saída da turbina |

| | |
|----------|---|
| z_1 | Altura à entrada da turbina |
| z_2 | Altura à saída da turbina |
| l/t | Rácio do comprimento das pás e distância das pás |
| η_d | Pico de eficiência ajustado ao diâmetro de corrida |
| η_n | Pico de eficiência ajustado à velocidade de rotação |
| η_p | Pico de eficiência da turbina |
| η_q | Pico de eficiência da turbina relativamente ao escoamento |

Nomenclatura Grega

| | |
|----------------------|---|
| α | Ângulo de escoamento absoluto |
| α_1 | Factor limite mínimo de exploração |
| α_2 | Factor limite máximo de exploração |
| β | Ângulo de escoamento relativo |
| β_∞ | Ângulo de escoamento relativo |
| λ | Ângulo de deslize |
| λ_i | Velocidade de ponta |
| δ | Ângulo exacto de distorção, inerente ao ângulo de ataque das pás sobre o escoamento |
| ζ_a | Coeficiente de elevação nº1 |
| ζ_A | Coeficiente de elevação nº2 |
| η_T | Rendimento do grupo turbina-gerador |
| η_H | Rendimento hidráulico |
| η_V | Rendimento associado ao caudal |
| η_m | Rendimento associado à mecânica |
| η_R | Rendimento associado à resistência do ar |
| η_t | Rendimento da turbina |
| $\rho_{\text{água}}$ | Volume específico da água |
| σ | Coeficiente de Thoma |
| X | Número de pás das turbinas |

ΔE

Variação de Energia

Ω

Coeficiente de velocidade específica

Caso de Estudo Real

Solução: Turbina Kaplan

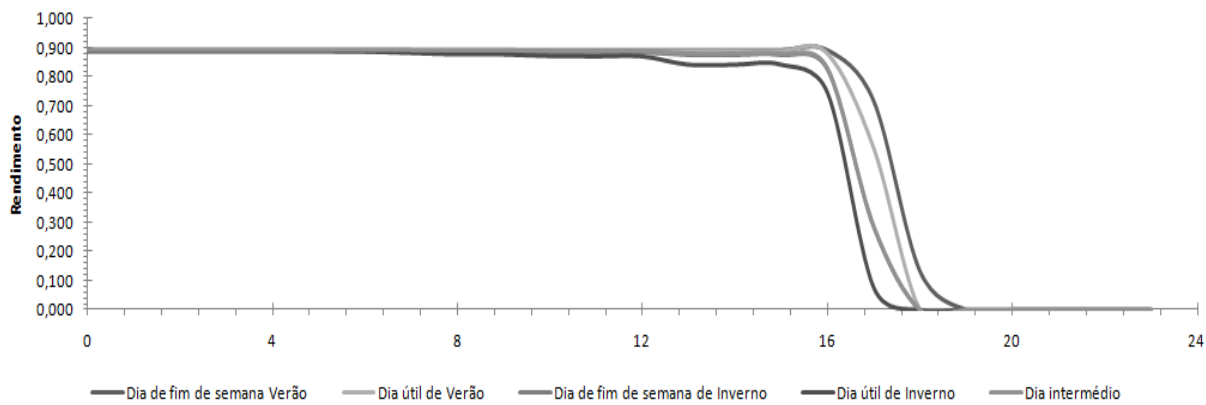


Figura 47- Variação do rendimento da turbina Kaplan no caso real ao longo de cada dia típico, considerando a Hipótese 4.

Solução: Turbina Cross-Flow

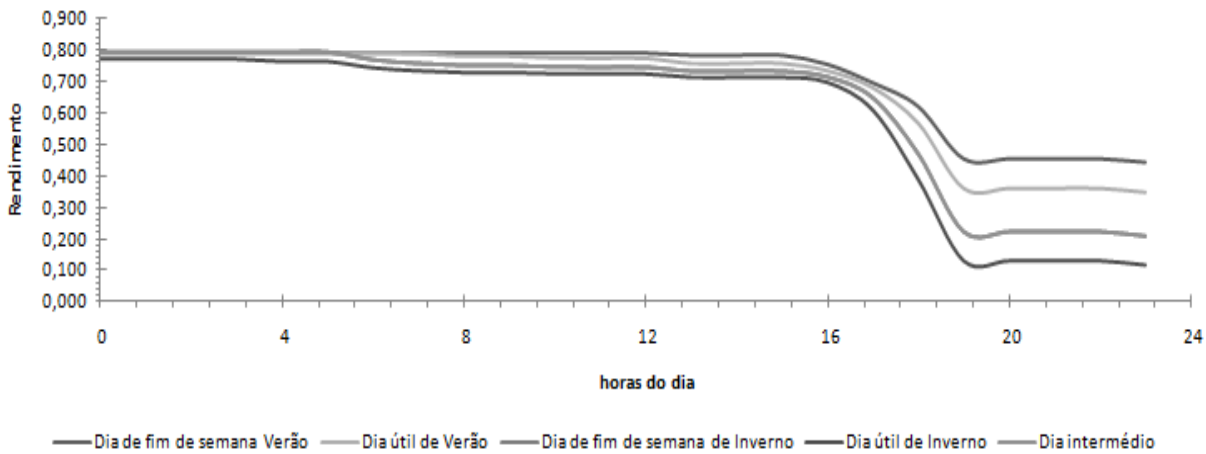


Figura 48- Variação do rendimento da turbina Cross-Flow no caso real ao longo de cada dia típico, considerando a Hipótese 4.